

**Всероссийская  
научно-техническая конференция**  
**Пром-Инжиниринг**



**Челябинск, 2020**

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего образования  
«Южно-Уральский государственный университет» (национальный исследовательский университет)»

**Пром-Инжиниринг**  
**труды VI Всероссийской научно-технической конференции**

18-22 мая 2020 года

Москва-Челябинск-Новочеркасск-Волгоград-Сочи

Челябинск, 2020

---

---

Пром-Инжиниринг: труды VI всероссийской научно-технической конференции. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2020. – 344 с.

В научный сборник включены материалы научно-технической конференции, посвященные рассмотрению вопросов динамики машин и рабочих процессов, конструкторско-технологического обеспечения машиностроительных производств, особенностей построения наземных транспортно-технологических машин, изучению вопросов трения, смазки и износа машин. Приводятся результаты теоретических исследований и особенности практического применения новых функциональных материалов и технологий. Рассмотрены вопросы инноваций и ресурсосбережения в металлургии. Изложены особенности построения систем и технологий управления, промышленных мехатронных, робототехнических и электроэнергетических систем. Приводятся результаты исследований электрических машин и электроприводов, устройств силовой электроники и возобновляемых источников энергии. Также рассмотрены вопросы моделирования и компьютерных технологий промышленных установок, объектов, процессов, вопросы теории и практики динамических измерений.

Материалы опубликованы в авторской редакции.

Ответственный редактор: профессор, доктор техн. наук А.А. Радионов

ISBN 978-5-696-05165-9

© Авторы, 2020

© Издательский центр ЮУрГУ

---

## ОРГКОМИТЕТ КОФЕРЕНЦИИ

### *Председатель*

Радионов А.А., доктор техн. наук, профессор, Челябинск, Российская Федерация

### *Программные сопредседатели*

Кравченко О.А., доктор техн. наук, доцент, Новочеркасск, Российская Федерация

Боровин Ю.М., кандидат техн. наук, доцент, Москва, Российская Федерация

Навроцкий А.В., доктор химических наук, профессор, Волгоград, Российская Федерация

### *Международный программный комитет*

Анучин А.С., доктор техн. наук, доцент, Москва, Российская Федерация

Амбарцумянц Р.В., доктор техн. наук, профессор, Одесса, Украина

Беспалов В.Я., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Бигеев В.А., доктор техн. наук, профессор, Магнитогорск, Российская Федерация

Бочкарев И.В., доктор техн. наук, профессор, Бишкек, Кыргызская Республика

Браславский И.Я., доктор техн. наук, профессор, Екатеринбург, Российская Федерация

Брованов С.В., доктор техн. наук, доцент, Новосибирск, Российская Федерация

Букреев В.Г., доктор технических наук, профессор, Томск, Российская Федерация

Вартаков М.В., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Васильев А.С., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Винник Д.А., канд. техн. наук, доцент, Челябинск, Российская Федерация

Гасанов Б.Г., доктор техн. наук, профессор, Новочеркасск, Российская Федерация

Гейчук В.Н., доктор техн. наук, доцент, Киев, Украина

Горбатенко Н.И., доктор технических наук, профессор, Новочеркасск, Российская Федерация

Гузев В.И., доктор техн. наук, профессор, Челябинск, Российская Федерация

Гуревич Л.М., доктор техн. наук, профессор, Волгоград, Российская Федерация

Дибров И.А., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Димитров Л.В., Ph. D., профессор, София, Болгария

Добров И.В., доктор техн. наук, профессор, Днепропетровск, Украина

Дорофеев Ю.Г., доктор техн. наук, профессор, Новочеркасск, Российская Федерация

Ершов М.Ю., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Зюев А.М., доктор техн. наук, доцент, Екатеринбург, Российская Федерация

Исаков В.С., доктор техн. наук, профессор, Новочеркасск, Российская Федерация

Калашников А.С., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Карандаев А.С., доктор техн. наук, профессор, Магнитогорск, Российская Федерация

Казаринов Л.С., доктор техн. наук, профессор, Челябинск, Российская Федерация

Кондаков А.И., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Кравец А.Г., доктор техн. наук, профессор, Волгоград, Российская Федерация

Красновский Б.М., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Липкин М.С., доктор техн. наук, доцент, Новочеркасск, Российская Федерация

Малолетов А.В., доктор физ.-мат. наук, профессор, Волгоград, Российская Федерация

Моргунов Ю.А., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Пинчук В.А., доктор техн. наук, профессор, Луганск, Украина

Пятибратов Г.Я., доктор техн. наук, профессор, Новочеркасск, Российская Федерация

Радев Х., Ph. D., профессор, София, Болгария

Рачков М.Ю., доктор техн. наук, профессор, Москва, Российская Федерация

Рождественский Ю.В., доктор техн. наук, профессор, Челябинск, Российская Федерация

Стефаненко И.В., доктор техн. наук, профессор, Волгоград, Российская Федерация

Сердобинцев Ю.П., доктор техн. наук, профессор, Волгоград, Российская Федерация

Скибин Г.М., доктор техн. наук, профессор, Новочеркасск, Российская Федерация

Труханов А.В., канд. физ.-мат. наук, Минск, Республика Беларусь

Харитонов С.А., доктор техн. наук, профессор, Новосибирск, Российская Федерация

Храмшин В.Р., доктор техн. наук, доцент, Магнитогорск, Российская Федерация

### *Оргкомитет*

Воронин С.С., Челябинск, Российская Федерация

Гасияров В.Р., канд. техн. наук, доцент, Челябинск, Российская Федерация

Кульмухаметова А.С., канд. техн. наук, доцент, Челябинск, Российская Федерация

Макаров А.М., канд. техн. наук, доцент, Волгоград, Российская Федерация

Сафонов Е.В., канд. техн. наук, доцент, Москва, Российская Федерация

Сухенко Н.А., канд. техн. наук, доцент, Новочеркасск, Российская Федерация

## СОДЕРЖАНИЕ

Вступительное слово председателя оргкомитета конференции.....	8
<b>Машиностроение</b>	
<i>Балакина Е.В., Кочетов М.С., Сарбаев Д.С.</i> Методика расчета нормальной жесткости наклоненного колеса.....	9
<i>Балакина Е.В., Санжапов Р.Р., Сергиенко И.В.</i> Анализ разных видов радиуса эластичного колеса и установление необходимости и достаточности их применения в разных задачах.....	14
<i>Карелина М.Ю., Климов А.В., Ершов В.С.</i> Методика проектирования амортизаторов с рекуперативным эффектом для систем поддрессоривания колесных транспортных средств.....	20
<i>Шевченко С.В., Муховатый А.А., Кроль О.С.</i> Модификация двухступенчатого соосного редуктора.....	26
<i>Кроль О.С.</i> Моделирование конструкции червячной передачи с безззорным зацеплением.....	30
<i>Карелина М.Ю., Балабина Т.А., Мамаев А.Н.</i> Определение точки приложения касательной силы в контакте колеса с барабаном и ее плеча относительно оси колеса.....	36
<i>Борисов А.В., Кончина Л.В., Маслова К.С.</i> Синтез управляемых многозвенных моделей опорно-двигательного аппарата человека со звеньями переменной длины для использования при создании экзоскелета.....	41
<i>Лукьянов А.С., Дмитриева Л.А., Чихачева О.А.</i> Конструктивное преобразование корпуса двухступенчатого редуктора в трансформер.....	47
<i>Проскураков Н.Е., Лопя И.В., Жукаев А.И.</i> Вариаторные механизмы привода задвижек трубопроводов.....	52
<i>Бекмансуров М.Р., Бояришинова И.Н.</i> Методика конструирования и оптимизации изделий с целью снижения веса.....	57
<i>Роганов В.Р., Кувшинова О.А., Гринцов Д.М.</i> К вопросу о семиотической составляющей видимой для лётчика модели пространства за кабиной авиационного тренажёра.....	63
<i>Андреева Ю.Ю., Жуков Б.А., Калинин Я.В.</i> Применение символьно-численной системы для расчета напряженного состояния цилиндрического амортизатора.....	68
<i>Голованчиков А.Б., Залипаева О.А., Прохоренко Н.А.</i> Моделирование структуры потока при неустановившемся движении воды в трубе.....	74
<i>Алексеев Д.Г., Галышев Ю.В., Зайцев А.Б.</i> Методика моделирования теплонапряженного состояния блока цилиндров поршневого двигателя с сопряжением условий гидродинамики и теплообмена.....	80
<i>Добров И.В.</i> К вопросу динамики твердого тела в гравитационном поле земли.....	86
<i>Худорожков С.И.</i> Моделирование нагрузочных режимов силового привода бурового насоса.....	91
<i>Караванова А.Г., Калаишиков А.С.</i> Влияние структуры микрорельефа поверхности зубьев на эксплуатационные параметры зубчатых передач.....	98
<i>Чернышов К.В., Рябов И.М., Поздеев А.В.</i> Совершенствование методики оценки виброзащитных свойств подвески по параметрам микропрофиля дороги и нормам вибронегруженности.....	104
<i>Рябов И.М., Аль-Сумайдаи Ф. Р., Титов И.М.</i> Повышение эффективности служебных торможений автомобиля применением ДВС с улучшенной характеристикой мощности механических потерь.....	110
<i>Фоминов Е.В., Шучев К.Г., Алиев М.М.</i> Исследование процесса граничного трения в случае периодического роста/срыва заторможенной части смазочного слоя.....	116
<i>Поляков С.А., Кулешова Е.М., Поляков С.А., Куксенова Л.И.</i> Анализ влияния пленкообразующих смазочных материалов на несущую способность конструкционных материалов для опор скольжения.....	120
<i>Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О.</i> Математическая модель клиновидной опоры скольжения при наличии конструкции с адаптированным опорным профилем и легкоплавким металлическим покрытием поверхности направляющей.....	126

Мукутадзе М.А., Опацких А.Н., Сухорукова О.Б. Математическая модель подшипника скольжения при одновременном покрытии пористого и легкоплавкого металлического сплава на разных контактирующих поверхностях.....	131
Ямников А.С., Родионова Е.Н., Матвеев И.А. Влияние технологического наследования на точность сборки осесимметричных оболочек.....	137
Кухтик М.П., Макаров А.М., Федорова Н.В. Исследование и оценивание стабильности технологических процессов изделий машиностроения на этапе серийного производства.....	143
Караванова А.Г., Калашиников А.С. Влияние структуры микрорельефа поверхности зубьев на эксплуатационные параметры зубчатых передач.....	148
Булавин В.Ф., Булавина Т.Г., Степанов А.С. Цифровое пространство малых предприятий в машиностроении.....	154
Плясов А.В., Трушин Н.Н. Оценка влияния реальной геометрии зубчатых зацеплений планетарной трансмиссии на её возможности в программе Kissys.....	159
Васильев А.Г., Евневич Е.Л., Фаткиева Р.Р. Моделирование информационной энтропии операционного цикла совместной деятельности промышленных объектов.....	164
Посметьев В.И., Никонов В.О., Посметьев В.В. Результаты компьютерного моделирования системы рекуперации энергии торможения лесовозного автомобиля.....	169
Лагерев А.В., Лагерев И.А., Таричко В.И. Моделирование изменения показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса.....	175
Бояришинов М.Г., Кузнецов Н.И. Температурный режим работы системы выпуска автомобиля при пониженных температурах окружающего воздуха.....	181
Яценко Е.А., Смолий В.А., Чумаков А. А. Применение пеностекла в нефтегазовой отрасли машиностроения.....	186
Грубый С.В., Чаевский П.А. Оптимизация конструкции пластины для канавочного резца.....	191
Симкин Ю.Я., Войнаш С.А. Биотопливо из отходов сухой окорки лиственницы.....	197
<b>Материаловедение и технологии промышленного производства</b>	
Аксенов Л.Б., Кононов И.Ю., Колбасников Н.Г. Напряжённое состояние пластиковых штампов, изготовленных 3D-печатью, при гибке тонколистового алюминия.....	203
Валишина З.Т., Косточко А.В., Саетишин А.А. Моделирование технологии измельчения волокнистых материалов в процессе получения.....	207
Егорова Ю.Б., Шмырова А.В., Давыденко Л.В. Прогнозирование механических свойств прутков из титанового сплава Ti-6Al-4V в зависимости от прочностных эквивалентов по алюминию и молибдену.....	212
Типалин С.А., Белоусов В.Б., Любецкая С.И. Исследование микротвердости по сечению в листовых образцах с содержанием углерода 0,08%.....	217
Реков А.М. Плотность распределения деформаций на боковых гранях полосы при прокатке.....	223
Макаров А.Н., Окунева В.В. Анализ развития и разработка способа повышения КПД дуг в дуговых сталеплавильных печах малой вместимости.....	227
Курунина Г. М., Иванкина О.М., Бутов Г. М. Гидрирование нитросоединений на каталитических системах, содержащих оксиды редкоземельных элементов.....	232
Логинова И.В., Кырчиков А.В. Изучение магнитных свойств красного шлама глиноземного производства после щелочной обработки.....	236
Демидов А.Н., Каримбеков М.А., Родякина Р.В. Исследование механических свойств RIN-изоляции для высоковольтных вводов.....	240
<b>Энергетика</b>	
Шевырева Н.Ю., Шевырёв Ю.В., Пичуев А.В. Актуальные аспекты обеспечения качества электроэнергии на открытых горных работах.....	246
Тумаева Е.В., Хамзин А.А. Минимизация потерь активной мощности в кабельных линиях 6 кВ с помощью установки активного фильтрокомпенсирующего устройства на предприятиях нефтехимии и нефтепереработки.....	252

<i>Пичуев А.В., Шевырѐв Ю.В., Заугольников Е.В.</i> Обеспечение качества электроэнергии на золотодобывающих рудниках и золотоизвлекательных фабриках.....	256
<i>Васильченко С., Черный С., Хрульков В.</i> Улучшение динамических и энергетических характеристик электромеханических систем с однофазными выпрямителями.....	261
<i>Шестаков А.В.</i> Применение полного факторного эксперимента для оптимизации параметров частотно-управляемого асинхронного двигателя с целью повышения его энергетических показателей.....	267
<i>Барукин А.С., Калтаев А.Г., Леньков Ю.А.</i> Мажоритарные схемы дифференциальных защит преобразовательных установок и электродвигателей без трансформаторов тока с функциональной диагностикой.....	272
<i>Клецель М.Я., Маиранова Р.М., Маиранов Б.Е.</i> Способы построения защит на магниточувствительных элементах для параллельных линий с односторонним питанием.....	278
<i>Калтаев А.М., Маиранов Б.Е., Талипов О.М.</i> Конструкции для крепления герконов в закрытых комплектных токопроводах и на кабельных линиях.....	285
<i>Изотов А.И., Изотов С.А., Тимошенко В.Н.</i> Исследование возможности управления трибологической ситуацией в узле скользящего токосъема электрических машин.....	291
<b>Системы управления и автоматизации технологических процессов и объектов</b>	
<i>Митрошин В.Н.</i> Автоматизация процесса наложения вспененной полимерной изоляции при изготовлении проводных радиочастотных кабелей высокой регулярности.....	297
<i>Обухова Е.Н.</i> Синтез адаптивного закона управления пневматической системой подавляющего кусочно-постоянное возмущение...	303
<i>Волкова А.А., Трофименко В.Н., Харченко Л.Н.</i> Комбинированный алгоритм управления угловыми скоростями осесимметричного летательного аппарата.....	309
<i>Ворочаева Л.Ю., Мальчиков А.В., Савин С.И.</i> Перемещение ползающего робота по узким протяженным пространствам («коридорам»).....	315
<i>Орлов С.П., Сусарев С.В., Морев А.С.</i> Система технического зрения автономного сельскохозяйственного автомобиля.....	321
<i>Мауэргауз Ю.Е., Прохода В.В., Мухамедзянов М.Х.</i> Отраслевая APS-система для оперативного группового производственного планирования.....	327
<i>Карташев А.Л., Карташева М.А., Бондарев Ю.Л.</i> Вычислительные эксперименты с применением имитационной модели теплоэнергетических процессов в системах тепло- и водоснабжения.....	334
<i>Казимиров А.Н.</i> Нелинейная фильтрация хаотического сигнала в радиотехнической системе.....	340

---

## ВСТУПИТЕЛЬНОЕ СЛОВО ПРЕДСЕДАТЕЛЯ ОРГКОМИТЕТА КОНФЕРЕНЦИИ

6-я Всероссийская научно-техническая конференция «Пром-Инжиниринг» прошла 18-22 мая 2020 года. Организаторами конференции выступили пять университетов – Южно-Уральский государственный университет (национальный исследовательский университет), Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова, Московский политехнический университет, Волгоградский государственный технический университет и Крымский федеральный университет им. В.И. Вернадского.

В связи со сложной эпидемиологической обстановкой во время проведения конференции и ограничениями, направленными во всем мире на нераспространение коронавирусной инфекции COVID-19, конференция проходила полностью в дистанционном формате. Участники по своему желанию могли выбрать один из двух форматов докладов – в формате видеоконференции или в формате стендового доклада. В первом варианте – формате видеоконференции, любой желающий мог дистанционно задать докладчикам вопросы и получить на них устные ответы. Во втором формате – формате стендовых докладов, для каждого доклада на сайте конференции была сформирована страница, на которой размещались презентация доклада и чат для on-line общения. Все желающие имели возможность посмотреть презентацию доклада и напечатать в чате вопросы, а докладчики могли дать в этом чате свои пояснения.

Конференция проведена при финансовой поддержке Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), а также при организационной и информационной поддержке Южно-Уральской группы Сибирской секции Института инженеров электротехники и электроники.

Для участия в конференции программным комитетом было отобрано 735 докладов. В работе конференции приняли участие ученые и практики из 126 городов, из 18 стран мира. В том числе из России из 83 городов от западной и центральной части до Дальнего Востока. Иностранцы представляли такие государства, как Болгария, Вьетнам, Германия, Египет, Индия, Ирак, Израиль, Италия, Казахстан, Китай, Малазия, Польша, Португалия, Таджикистан, Узбекистан, Украина, Франция.

Участники конференции представили свои доклады, отражающие последние достижения в области промышленного инжиниринга, на русском и английском языках. Работа конференции была организована в 24 секциях, включая:

### Раздел 1. Машиностроение:

- 1.1. Конструирование машин и механизмов;
- 1.2. Динамика машин и рабочих процессов;
- 1.3. Трение, смазка, износ машин;
- 1.4. Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств;
- 1.5. Транспортно-технологические машины и оборудование;
- 1.6. Механическая обработка материалов;
- 1.7. Промышленные гидравлические и пневматические системы и оборудование;
- 1.8. "Зеленые технологии" в машиностроении.

### Раздел 2. Материаловедение и технологии промышленного производства:

- 2.1. Полимеры, композиты и керамика;
- 2.2. Стали и сплавы, металлургические и металлообрабатывающие технологии;
- 2.3. Химические и гидрометаллургические технологии;
- 2.4. Технологии покрытия и обработка поверхности;
- 2.5. Методы контроля и анализа материалов.

### Раздел 3. Энергетика:

- 3.1. Интеллектуальные системы электроснабжения;
- 3.2. Малая распределенная энергетика;
- 3.3. Возобновляемая энергетика;
- 3.4. Качество электрической энергии и электромагнитная совместимость;
- 3.5. Силовая электроника, электрические машины и электроприводы.

### Раздел 4. Системы управления и автоматизации технологических процессов и объектов:

- 4.1. Системы и технологии управления;
- 4.2. Промышленные мехатронные системы и робототехника;
- 4.3. Микропроцессорные системы управления;
- 4.4. Датчики и системы технического зрения;
- 4.5. Теория и практика динамических измерений;
- 4.6. Моделирование и компьютерные технологии в промышленности.

В настоящем сборнике опубликованы доклады, представленные участниками конференции на русском языке.

Без сомнения, общение специалистов в рамках прошедшей конференции способствовало информированию ученых и практиков о наиболее перспективных направлениях исследований и достижениях в области промышленного инжиниринга. Представленные результаты исследований будут способствовать решению приоритетных задач, стоящих на современном этапе развития промышленности, техники и технологий.

*Председатель оргкомитета конференции, доктор техн. наук, профессор А.А. Радионов*



# Методика расчета нормальной жесткости наклоненного колеса

Балакина Е. В., Кочетов М. С., Сарбаев Д. С.  
Волгоградский государственный технический университет  
Волгоград, Российская Федерация  
fahrgestell2011@yandex.ru

**Аннотация.** Коэффициент нормальной жесткости шины – первая производная нормальной нагрузки колеса по нормальному прогибу шины.

Нормативное понятие коэффициента нормальной жесткости шины определено для случая вертикальной установки колеса, плоскость вращения которого перпендикулярна опорной плоскости.

Зависимостей для расчета коэффициента нормальной жесткости наклоненного колеса на сегодняшний день никем не получено. Однако, как установлено авторами, при наклоне колеса его нормальная жесткость изменяется. При этом при проектном моделировании свойств активной безопасности автомобиля с наклонной установкой колес пользуются теми же зависимостями для расчета нормальной жесткости, что и для вертикальной шины. Это некорректно и снижает адекватность моделирования. В результате ухудшаются устойчивость движения, управляемость и тормозная динамика проектируемой машины, снабженной наклоненными колесами.

Целью данной работы является разработка универсальной методики расчета нормальной жесткости наклоненного колеса.

Разработана универсальная методика расчета коэффициента нормальной жесткости наклоненного эластичного колеса. Проведены экспериментальные исследования нормальной жесткости шины наклоненного колеса на специально созданной экспериментальной установке в Волгоградском государственном техническом университете. Получена универсальная расчетно-экспериментальная зависимость для вычисления коэффициента нормальной жесткости эластичного колеса, плоскость вращения которого наклонена на угол от  $0^\circ$  до  $\pm 6^\circ$ . Установлено, что, независимо от направления наклона колеса, нормальная жесткость шины падает, что увеличивает ее нормальные деформации при той же нагрузке. При этом уменьшается угол увода, но увеличиваются колебания управляемых колес. Каждый из этих процессов может протекать медленнее или быстрее, в зависимости от режима движения колеса. Получен поправочный коэффициент для пересчета нормальной жесткости вертикально расположенного колеса в нормальную жесткость наклоненного колеса. Эта функция справедлива при углах наклона колеса от  $0^\circ$  до  $\pm 6^\circ$ . Она может быть применена для легковых и грузовых, радиальных и диагональных шин.

**Ключевые слова:** автомобиль, наклоненное колесо, коэффициент нормальной жесткости шины, разработка методики расчета, универсальная расчетно-экспериментальная зависимость.

## ВВЕДЕНИЕ

К свойствам активной безопасности транспортных средств: автомобилей, автобусов, мотоциклов и др. относятся устойчивость движения, управляемость и тормозная динамика.

Основными оценочными параметрами устойчивости движения являются линейные отклонения осей и угол разворота машины. Основным оценочным параметром тормозной динамики является тормозной путь.

Качество моделирования этих свойств при проектировании влияет на качество создаваемой машины. Повышение точности их моделирования связано с правильным описанием явлений бокового увода, колебаний эластичных колес в горизонтальной плоскости и их сцепного взаимодействия с опорной поверхностью. Для расчета углов увода и поворота колес требуется знание характеристик нормальной жесткости шины [1-26].

Коэффициент нормальной жесткости шины – первая производная нормальной нагрузки колеса по нормальному прогибу шины [10].

Увод по деформационной теории определяется как отношение боковой деформации шины к половине длины пятна контакта, при этом также учитывается продольное скольжение колеса [1, 9, 11, 19, 21, 22, 25]. Длина пятна контакта рассчитывается по формуле Хедэкеля через нормальную деформацию шины и ее геометрические размеры [9]. Нормальная деформация вычисляется как отношение нормальной нагрузки к нормальной жесткости шины.

Углы самоповорота управляемых колес при их больших или малых горизонтально-угловых колебаниях вызваны моментами в пятне контакта эластичного колеса с опорной плоскостью. Величины этих моментов зависят не только от действующих реакций опорной поверхности на колесо, но и от точек их приложения, расположенных по длине пятна контакта, определяемой нормальной жесткостью шины [4, 5].

Сцепные свойства эластичного колеса также взаимосвязаны с его упругими свойствами. В частности, разные доли коэффициента сцепления реализуются разными зонами трения в контакте, при этом расположение этих зон по длине пятна контакта зависит и от коэффициента нормальной жесткости шины [5, 7, 8, 15-17, 20-26].

Нормативное понятие коэффициента нормальной жесткости шины [10] определено для случая вертикальной установки колеса, плоскость вращения которого перпендикулярна опорной плоскости. Величину коэффициента нормальной жесткости шины можно определять экспериментально, что тяжело и дорого. Поэтому является весьма желательным иметь универсальные расчетные зависимости для вычисления этого параметра. Некоторыми авторами ранее были получены частные расчетно-экспериментальные зависимости для вычисления нормальной жесткости, справедливые для конкретных шин [11]. Были получены и

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-08-00011

универсальные зависимости [12], справедливые только для колеса, плоскость вращения которого расположена перпендикулярно опорной. Зависимостей для расчета нормальной жесткости наклоненного колеса на сегодняшний день никем не получено. Однако, как установлено авторами, при наклоне колеса его нормальная жесткость изменяется. При этом при проектном моделировании свойств активной безопасности автомобиля с наклонной установкой колес пользуются теми же зависимостями для расчета нормальной жесткости, что и для вертикальной шины [3, 6, 13, 14]. Это некорректно и снижает адекватность моделирования. В результате ухудшаются устойчивость движения, управляемость и тормозная динамика проектируемой машины, снабженной наклоненными колесами.

### ЦЕЛЬ

Целью данной работы является разработка универсальной методики расчета нормальной жесткости наклоненного колеса.

### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ЭКСПЕРИМЕНТА

Для достижения цели исследования разработана экспериментальная методика для определения нормальной жесткости шины наклоненного колеса. Методика реализована на специально созданной экспериментальной установке в Волгоградском государственном техническом университете. Фотография установки показана на рис. 1.



Рис. 1. Фотография установки

В ходе экспериментов были получены зависимости значений нормальной деформации в центре пятна контакта  $Z$  наклоненного колеса от приложенной в центре пятна контакта нагрузки  $P_z$  при различных углах наклона колеса  $\alpha$ . Результаты занесены в табл. 1.

Таблица 1

### Результаты эксперимента

$P_z, \text{H}$	$Z, \text{мм}$		
	при $\alpha=0$	при $\alpha=\pm 5$	при $\alpha=\pm 10$
0	0	0	0
96	1,17836	1,36348	1,8334
192	2,25704	2,848	3,8804
288	3,21468	3,91244	5,34
384	3,84836	5,1976	6,408
480	4,628	6,408	7,476
576	5,34	7,298	8,188
672	5,9452	8,188	9,078

Далее при каждом угле наклона  $\alpha$  были аппроксимированы зависимости  $P_z = f(Z)$ . Результаты в графическом виде показаны на рис. 2-4.

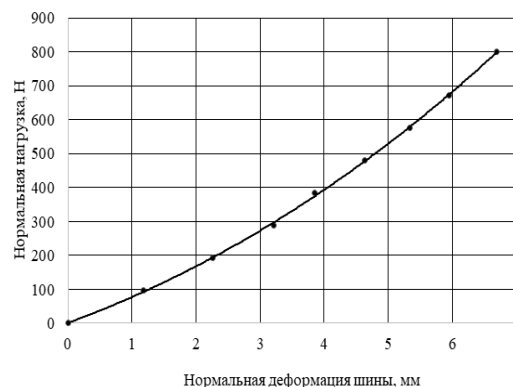


Рис. 2. Результат аппроксимации зависимости

$$P_z = f(Z) \text{ для } \alpha=0^\circ$$

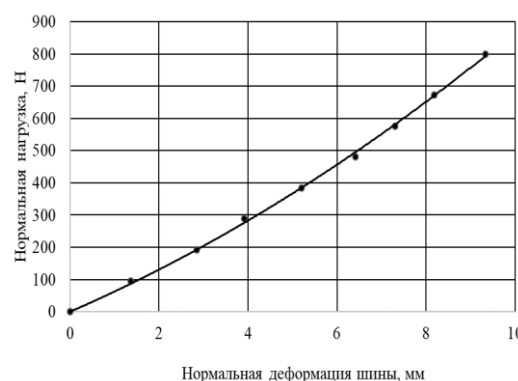


Рис. 3. Результат аппроксимации зависимости

$$P_z = f(Z) \text{ для } \alpha=\pm 5^\circ$$

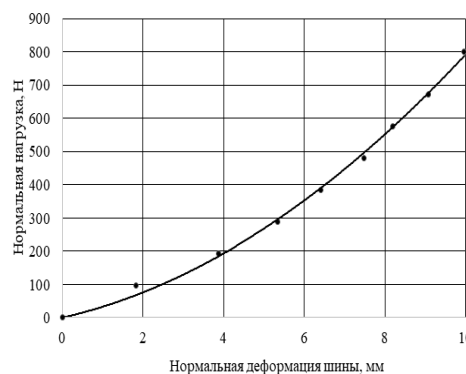


Рис. 4. Результат аппроксимации зависимости

$$P_z = f(Z) \text{ для } \alpha=\pm 10^\circ$$

Для всех величин угла наклона колеса  $\alpha$  зависимость  $P_z = f(Z)$  была аппроксимирована показательной функцией вида:

$$P_z = a \cdot Z^b, \quad (1)$$

где  $a, b$  – постоянные коэффициенты.

Полученные коэффициенты приведены в табл. 2.

Таблица 2

Коэффициенты аппроксимации

Угол наклона колеса $\alpha$ , град.	Постоянные коэффициенты	
	$a$	$b$
0	63,42	1,33
$\pm 5$	53,74	1,2
$\pm 10$	21,62	1,56

По определению,

$$C_{tz} = \frac{\partial P_z}{\partial Z} = \frac{\partial(a \cdot Z^b)}{\partial Z} = a \cdot b \cdot Z^{b-1}, \quad (2)$$

где  $C_{tz}$  – нормальная жесткость шины;  $a, b$  – коэффициенты аппроксимации.

Далее также были аппроксимированы зависимости коэффициентов  $a, b$  от угла наклона  $\alpha$  вида  $a, b = f(\alpha)$ :

$$a = 63,42 + 0,308 \cdot \alpha - 0,4488 \cdot \alpha^2; \quad (3)$$

$$b = 1,33 - 0,075 \cdot \alpha + 0,0098 \cdot \alpha^2; \quad (4)$$

В итоге получено промежуточное выражение:

$$C_{tz} = (63,42 + 0,308 \cdot \alpha - 0,4488 \cdot \alpha^2) \cdot (1,33 - 0,075 \cdot \alpha + 0,0098 \cdot \alpha^2) \cdot Z^{1,33 - 0,075 \cdot \alpha + 0,0098 \cdot \alpha^2 - 1} \quad (5)$$

где  $C_{tz}$  – нормальная жесткость шины в Н/мм;  $Z$  – нормальная деформация шины в мм;  $\alpha$  – угол наклона колеса в градусах.

Результаты расчета по формуле (5) в графическом виде представлены на рис. 5.

При  $\alpha=0^\circ$  выражение (5) приобретает вид:

$$C_{tz} = 84 \cdot Z^{0,33}. \quad (6)$$

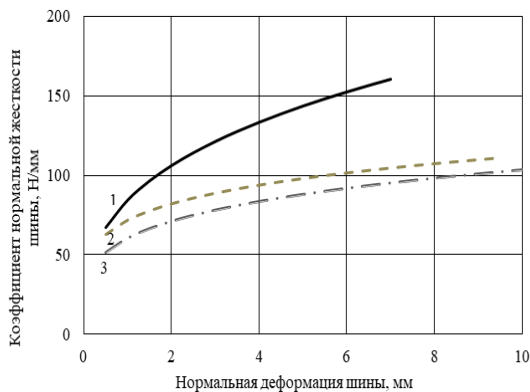


Рис. 5. Зависимость  $C_{tz} = f(Z)$ :

1 –  $\alpha=0^\circ$ , 2 –  $\alpha=\pm 3^\circ$ , 3 –  $\alpha=\pm 6^\circ$

Обозначим через  $K_{\alpha Z}$  отношение коэффициента нормальной жесткости наклоненного колеса к коэффициенту нормальной жесткости вертикального колеса:

$$K_{\alpha Z} = \frac{C_{tz\alpha \neq 0}}{C_{tz\alpha = 0}}. \quad (7)$$

Это поправочный коэффициент связи нормальных жесткостей прямого и наклоненного колес.

После математических преобразований получено итоговое соотношение:

$$K_{\alpha Z} = 1 - 0,052\alpha + 0,00026\alpha^2 + 0,00044\alpha^3 - 0,00005\alpha^4. \quad (8)$$

Его графическая интерпретация приведена на рис. 6.

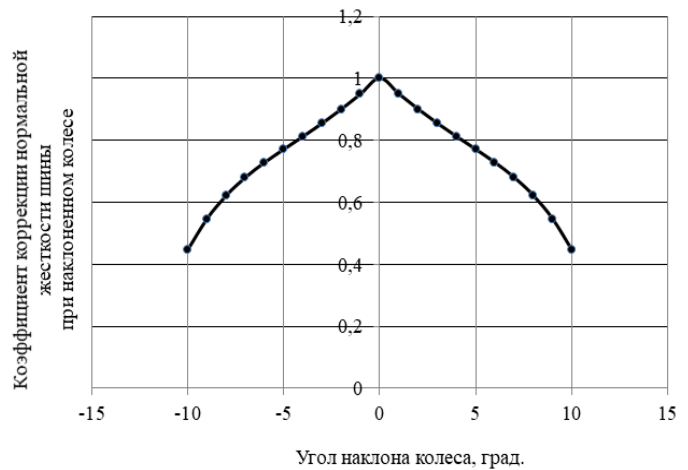


Рис. 6. Зависимость коэффициента коррекции нормальной жесткости шины от угла наклона колеса

Из рисунка 6 видно, что, независимо от направления наклона, нормальная жесткость шины падает, что увеличивает нормальные деформации при той же нагрузке. При этом увеличивается длина пятна контакта и уменьшается угол увода. Большое пятно контакта обеспечивает большие плечи реакций в контакте. Это увеличивает колебания управляемых колес. Каждый из этих процессов может протекать медленнее или быстрее, в зависимости от режима движения колеса.

#### Выводы

1. Разработана универсальная методика расчета нормальной жесткости наклоненного колеса.
2. Получена универсальная расчетно-экспериментальная зависимость для вычисления коэффициента нормальной жесткости эластичного колеса, плоскость вращения которого наклонена на угол от  $0^\circ$  до  $\pm 6^\circ$ .
3. Установлено, что, независимо от направления наклона колеса, нормальная жесткость шины падает, что увеличивает ее нормальные деформации при той же нагрузке. При этом уменьшается угол увода, но увеличиваются колебания управляемых колес. Каждый из этих процессов может протекать медленнее или быстрее, в зависимости от режима движения колеса.
4. Получен поправочный коэффициент вида  $K_{\alpha Z} = f(\alpha)$  для пересчета нормальной жесткости вертикально расположенного колеса в нормальную жесткость наклоненного колеса. Эта функция справедлива при углах наклона колеса от  $0^\circ$  до  $\pm 6^\circ$ .

## ЛИТЕРАТУРА

1. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
2. Балабин, И. В. Автомобильные и тракторные колеса и шины / И. В. Балабин, В. А. Путин, И. С. Чабунин. – МГТУ «МАМИ», 2012. – 920 с.
3. Балакина, Е. В. Изменение углов конструктивного наклона колёс при движении легкового автомобиля / Е. В. Балакина, Ю. Н. Козлов, А. Н. Тодорев // Автомобильная промышленность, 2016. – №12. – С. 16-19.
4. Балакина, Е. В. Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием / Е. В. Балакина, А. В. Кочетков. – Москва: «Инновационное машиностроение», 2017. – 292 с.
5. Балакина, Е. В. Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов // Трение и износ. – 2015. – Т. 36, №1. – С. 36-40.
6. Балакина, Е. В. Наклон колеса в поперечной вертикальной плоскости и его влияние на увод автомобиля / Е. В. Балакина, Ю. Н. Козлов // Автомобильная промышленность, 2012. – №8. – С. 15-19.
7. Балакина, Е. В. Расчет геометрического положения и размеров зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью / Е. В. Балакина // Трение и износ. – 2017. – Т. 38, №2. – С. 136-143.
8. Балакина, Е. В. Расчет коэффициента сцепления устойчивого эластичного колеса с твердой опорной поверхностью при наличии боковой силы / Е. В. Балакина // Трение и износ. – 2019. – Т. 40, №6. – С. 756-765.
9. Балакина, Е. Улучшение устойчивости движения колесной машины на основе предпроектного выбора параметров элементов шасси: Germany: Palmarium Academic Publishing, 2012. – 467 с.
10. ГОСТ 17697-72. Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, - 28 с.
11. Кнороз, В. И. Работа автомобильной шины / В. И. Кнороз, Е. В. Кленников, И. П. Петров и др. / Под ред. В. И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 240 с.
12. Сальников, В. И. Расчетно-экспериментальные универсальные зависимости для определения радиальной жесткости шин / В. И. Сальников, А. А. Барашков, В. Н. Задворнов, Е. В. Балакина // Автомобильная промышленность, 2014. – №7. – С. 13-14.
13. Экспериментальные исследования радиальной жёсткости наклонённого колеса / Е. В. Балакина, А. Ш. Барасов, А. М. Гаврилов, А. Д. Морозько, Д. С. Сарбаев, А. Н. Тодорев, Н. Ф. Тюкин // Вестник Иркутского гос. технического ун-та. – 2018. – Т. 22, №8 (139). – С. 173-180.
14. Яценко, Н. Н. Отрицательный развал задних колес и управляемость легкового автомобиля / Н. Н. Яценко, Э. Н. Никульников, Е. В. Балакина, Ю. Н. Козлов // Автомобильная промышленность, 2008. – №10. – С. 22-23.
15. Balakina, E. V. Qualitative Research of Combined Friction in Contact of Elastic Wheel with Solid Surface [Electronic resource] / E. V. Balakina, D. S. Sarbaev // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2018) (Moscow, Russia, 15-18 May, 2018) / ed. by A. A. Radionov [et al.] ; Moscow Polytechnic University [et al.]. – Cham (Switzerland): Springer, 2019. – P. 773-779. – URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-95630-5>. – (Book ser.: Lecture Notes in Mechanical Engineering : LNME).
16. Ivković Ivan et al. Dynamic friction in the braking, tire-road contact. Materials of International Conference on Traffic and Transport Engineering, Belgrade, 2014, pp. 420-430.
17. Khaleghian Seyedmeysam et al. A technical survey on tire-road friction estimation. Friction. 2017, vol. 5, no 2, pp. 123-146.
18. Minca Cristian The determination and analysis of tire contact surface geometric parameters. Review of the Air Force Academy. 2015, no 1, pp. 149-154.
19. Mohamed El-Nashar. Vehicle Tire Road Forces. Deutschland, LAP LAMBERT Academic Publishing, 2010, 212 p.
20. Morris de Beer et al. Tyre – pavement interface contact stresses on flexible pavements – quo vadis? Materials of 8th Conference on asphalt pavements for Southern Africa, June 2012, 22 p.
21. Pacejka H. B. Tire and Vehicle Dynamics. Published by Elsevier Ltd, USA, 2012. 672 p.
22. Reza N. Jazar Vehicle Dynamics: Theory and Application. Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.
23. Seyedmeysam Khaleghian et al. A technical survey on tire-road friction estimation. Friction. 2017, vol. 5, no 2, pp. 123-146
24. Svendenius Jakob. Tire Modeling and Friction Estimation. Department of Automatic Control Lund University, Lund, Sweden, 2007, 194 p.
25. The Pneumatic Tire. – National Highway Traffic Safety Administration, 2006. – 701 p.
26. Woodward David et al. The static contact patch of some friction measuring devices / Materials of 4th International Safer Roads Conference, Cheltenham, United Kingdom, 2014, 13 p.

---

# Wheel Normal Stiffness Calculation Procedure

Balakina E. V., Kochetov M. S., Sarbaev D. S.

Volgograd State Technical University  
Volgograd, Russian Federation  
fahrgestell2011@yandex.ru

*Abstract.* The of normal wheel stiffness factor is the first derivative of the normal wheel load with respect to the normal wheel deflection. The standard concept of the normal wheel stiffness factor is defined for the vertical wheel installation, so that its rotation plane is perpendicular to the reference plane. Until today no one has presented the dependencies for the inclined wheel normal stiffness factor calculation. But we have discovered the change in the normal wheel stiffness with its inclination. At the same time, for the design simulation of the automobile active safety properties with an inclined wheels installation, the dependencies used to calculate the normal stiffness are the same as for a vertical tire. This is incorrect and reduces the simulation adequacy. As a result, the stability of movement, steering response and braking dynamics of the designed machine equipped with inclined wheels are deteriorated. The aim of this study is to develop a universal methodology for calculating the normal stiffness of an inclined wheel. A universal method for calculating the normal stiffness factor of an inclined resilient wheel has been developed. Experimental studies of the inclined wheel tire normal stiffness were carried out on a specially

designed experimental unit at Volgograd State Technical University. A universal calculation and experimental dependence is obtained for the resilient wheel normal stiffness factor calculation, with rotation plane inclined at an angle from  $0^\circ$  to  $\pm 6^\circ$ . It was found that, regardless of the wheel inclination direction, the normal tire stiffness decreases, which increases its normal deformation at the same load. This reduces the slip angle, but increases the steered wheels oscillations. Each of these processes can proceed slower or faster, depending on the wheel movement mode. A correction factor is obtained for converting the vertically positioned wheel normal stiffness into the inclined wheel normal stiffness. This function is valid for wheel inclination angles of  $0^\circ$  to  $\pm 6^\circ$ . It can be applied to both radial and diagonal tires of cars and trucks.

*Keywords:* an automobile, an inclined wheel, a normal wheel stiffness factor, a calculation procedure development, a universal calculation-experimental dependence.

# Анализ разных видов радиуса эластичного колеса и установление необходимости и достаточности их применения в разных задачах

Балакина Е. В., Санжапов Р. Р., Сергиенко И.В.  
Волгоградский государственный технический университет  
г. Волгоград, Российская Федерация  
fahrgestell2011@yandex.ru

**Аннотация.** Автомобильное колесо, снабженное эластичной шиной и ориентированное в пространстве определенным образом, оказывает существенное влияние на такие свойства машины как устойчивость движения, управляемость, тормозная динамика. Колесо имеет следующие радиусы: свободный  $R_0$ , статический  $R_{st}$ , динамический  $R_d$ , качения  $r_k$ . Разница между ними может достигать до 20%, в зависимости от величины радиальной деформации шины.

Установлено, что при рабочих деформациях шины радиус качения уменьшается не более чем на 2%. Радиус качения определяют и экспериментально, через путь, пройденный реальным колесом за 10 оборотов. Однако в задачах проектного прогнозирования свойств активной безопасности автомобиля не представляется возможным экспериментальное определение радиуса качения.

Установлено, что радиус колеса оказывает сложное, неоднозначное влияние на свойства активной безопасности автомобиля: устойчивость движения, управляемость, тормозную динамику.

Целью данной работы является определение видов радиуса колеса, необходимых к применению при решении разных задач, связанных со свойствами активной безопасности автомобиля.

Был проведен расчетный анализ влияния вида используемого радиуса при расчете продольного скольжения  $S_x$  на форму получаемых  $\Phi - S_x$ -диаграмм. Задача определения  $S_x$  встречается при математическом моделировании свойств активной безопасности колесных машин, а также при их физическом моделировании на имитационных стендах, стендах-тренажерах и при создании автоматических беспилотных автомобилей. Установлено, что при расчетах  $\Phi - S_x$ -диаграмм вместо значения радиуса качения можно применять близкое к нему значение свободного радиуса.

Более сложной задачей является обоснование выбора используемого радиуса колеса в задачах определения линейных отклонений, тормозного пути и угла разворота автомобиля. Это связано со сложными и неоднозначными связями радиуса колеса с параметрами траектории автомобиля. Определено, что при расчете параметров траектории движения автомобиля (линейных отклонений, тормозного пути, угла разворота) следует использовать радиус качения. По радиусу качения следует вычислять продольное скольжение колеса, а также момент по сцеплению.

**Ключевые слова:** шина, свободный радиус, статический радиус, динамический радиус, радиус качения, моделирование свойств активной безопасности автомобиля.

## ВВЕДЕНИЕ

Автомобильное колесо, снабженное эластичной шиной и ориентированное в пространстве определенным образом, оказывает существенное влияние на такие свойства машины как устойчивость движения, управляемость, тормозная динамика. Поэтому при моделировании этих свойств приходится моделировать и эластичное колесо: его геометрические размеры, упругие и сцепные свойства, его деформации.

Колесо имеет следующие радиусы: свободный  $R_0$ , статический  $R_{st}$ , динамический  $R_d$ , качения  $r_k$ . Разница между ними может достигать до 20%, в зависимости от величины радиальной деформации шины [1-30].

Свободный радиус колеса – половина наружного диаметра колеса [11].

Наружный диаметр колеса – диаметр наибольшего окружного сечения беговой дорожки колеса при отсутствии контакта колеса с опорной поверхностью [11].

Статический радиус колеса – расстояние от центра колеса, нагруженного только статической нормальной нагрузкой, до опорной плоскости.

Динамический радиус – расстояние от центра колеса до опорной плоскости при движении колеса.

Радиус качения колеса – отношение продольной составляющей поступательной скорости колеса к его угловой скорости [11] при качении без скольжения. Радиус качения, определяемый с учетом возможного скольжения колеса, еще называют кинематическим радиусом [17-20].

Виды радиусов колеса показаны на рис. 1.

На рисунке приняты следующие обозначения:

$R_0$  – свободный радиус шины;

$R_d$  – динамический радиус шины;

$P_z$  – нормальная нагрузка колеса;

$l_c$  – длина пятна контакта;

$Z$  – радиальный прогиб шины;

$\omega$  – угловая скорость колеса;  
 $\alpha$  – угол.

По сути, радиус качения – это средний радиус колеса, катящегося без скольжения. Его можно определять по приближенной зависимости [2]:

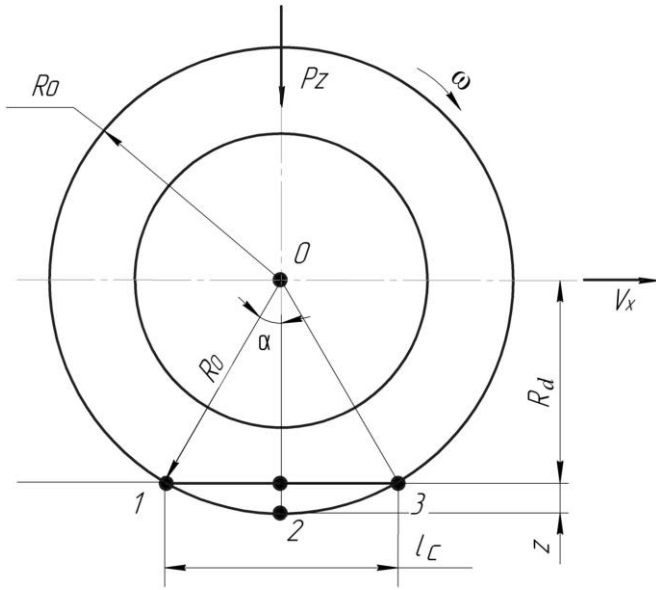


Рис. 1. Схема колеса

$$r_k \approx R_0 \left[ \left( 1 - \frac{\arcsin(\sqrt{n(2-n)})}{\pi} \right) + \frac{\sqrt{n(2-n)}}{\pi} \right], \quad (1)$$

где  $n$  – относительная радиальная деформация шины ( $n = \frac{Z}{R_0}$ ).

В этом выражении при  $n=0$  (нет радиальной деформации шины)  $r_k = R_0$ . При  $n = const$   $r_k = const$ .

В.А. Петрушов установил также корректирующую зависимость радиуса качения от тангенциальной эластичности диагональной шины и подведенного крутящего момента [15]:

$$r_k = r_{k0} - C_{t\beta} \cdot M_k,$$

где  $C_{t\beta}$  – коэффициент крутильной жесткости шины;

$M_k$  – крутящий момент, подведенный к колесу;  $r_{k0}$  – радиус качения в свободном режиме.

Вследствие существенно меньшей тангенциальной эластичности радиальной шины, учет зависимости  $r_k = f(M_k)$  можно пренебречь.

Радиусы эластичного колеса (шины) могут иметь разные величины. При этом всегда

$$R_{st} < R_0; R_d \leq R_0.$$

В зависимости от радиальной деформации шины,

$$R_d < > R_{st} \wedge R_d = R_{st}.$$

Радиус качения

$$r_k \leq R_0; r_k > R_{st}; r_k \geq R_d.$$

На рис. 2 показаны расчетные относительные радиусы: динамический и качения при разных относительных деформациях шины  $n$ . Из рисунка видно, что при рабочих деформациях шины радиус качения уменьшается не более чем на 2%.

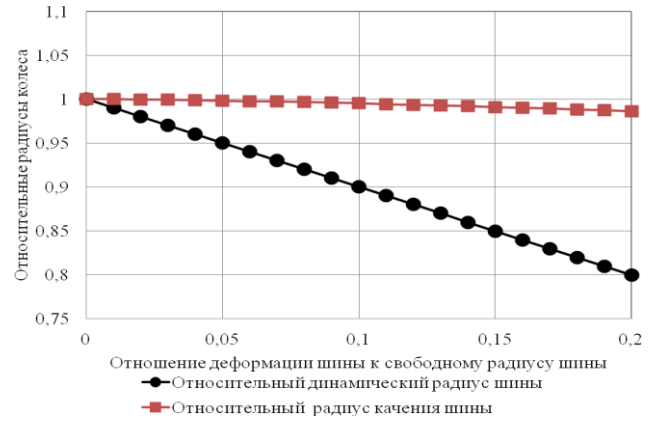


Рис. 2. Расчетные относительные радиусы: динамический и качения при разных относительных деформациях шины  $n$

Радиус качения определяют и экспериментально, через путь, пройденный реальным колесом за 10 оборотов, как это принято в научной школе профессора А.И. Федотова [25]. Результаты экспериментов показывают, что с ростом радиальной деформации шины радиус качения колеса уменьшается до 3% [25]. Однако в задачах проектного прогнозирования свойств активной безопасности автомобиля не представляется возможным экспериментальное определение радиуса качения, поэтому в таких случаях допустимо вычислять его по предлагаемой теоретической зависимости (1).

Несмотря на большое число исследований по теории качения эластичного колеса, специалисты до сих пор не выработали единого мнения, какой радиус следует применять в каких задачах. При этом разница между  $R_d$  и  $r_k$ , например, может достигать до 20%, что, естественно, сопровождается и разницей в расчетах, в которых эти радиусы используются.

#### Цель

Целью данной работы является определение видов радиуса колеса, необходимых к применению при решении разных задач, связанных со свойствами активной безопасности автомобиля.

#### МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

При расчете параметров увода требуется знать, в первую очередь, длину пятна контакта шины с дорогой. Она определяется одновременно и свободным радиусом (у большого колеса длинное пятно контакта), и динамическим радиусом, связанным с текущей радиальной деформацией шины.

Возмущающий момент на управляемом колесе от боковой реакции опорной поверхности зависит от двух фак-

торов, определяющих плечо этой реакции: продольного наклона оси поворота колеса и продольного смещения участка с трением покоя, которым реализуется боковая реакция и к центру которого она приложена. Поэтому для вычисления указанного момента требуется свободный радиус и радиусы, фигурирующие при расчете длины пятна контакта.

Более сложной задачей является обоснование выбора используемого радиуса колеса в задачах определения  $\Phi - S_x$ -диаграмм. Для ее построения требуется знать коэффициент продольного скольжения колеса (КПСК) (coefficient of longitudinal wheel sliding)  $S_x$ . Задача определения КПСК  $S_x$  встречается при математическом моделировании свойств активной безопасности колесных машин, а также при их физическом моделировании на имитационных стендах, стендах-тренажерах и при создании автоматических беспилотных автомобилей.

Был проведен расчетный анализ влияния вида используемого радиуса при расчете КПСК на форму получаемых  $\Phi - S_x$ -диаграмм [2], результаты которого приведены на рис. 3 и 4. При этом для расчета  $\Phi - S_x$ -диаграмм использовалась КИП-методика (coefficient of proportionality of static friction) [2].

Был проведен расчетный анализ влияния вида используемого радиуса при расчете КПСК на форму получаемых  $\Phi - S_x$ -диаграмм [2], результаты которого приведены на рис. 3 и 4. При этом для расчета  $\Phi - S_x$ -диаграмм использовалась КИП-методика (coefficient of proportionality of static friction) [2].

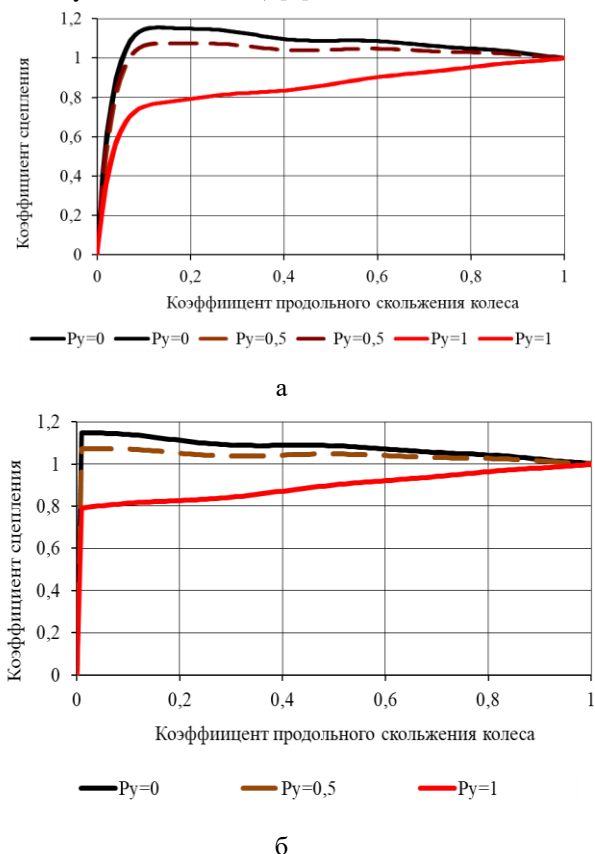


Рис. 3. Расчетные  $\Phi - S_x$ -диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до начала торможения, полученные при расчете величины  $S_x$ :  
 а – по свободному радиусу и радиусу качения;  
 б – по динамическому радиусу

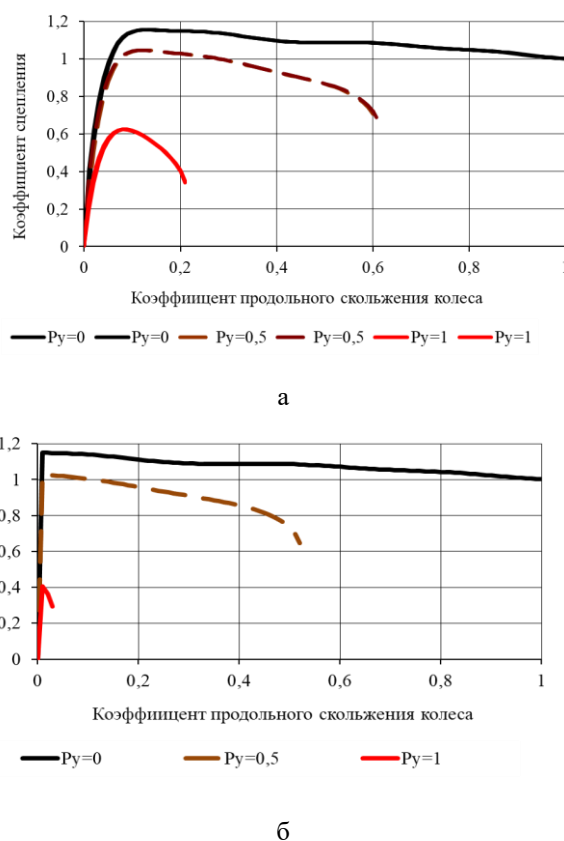
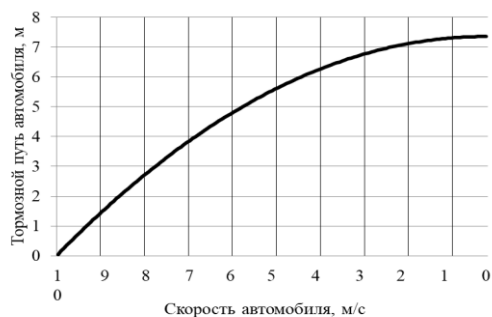


Рис. 4. Расчетные  $\Phi - S_x$ -диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся после начала торможения, полученные при расчете  $S_x$ :  
 а – по свободному радиусу и радиусу качения;  
 б – по динамическому радиусу

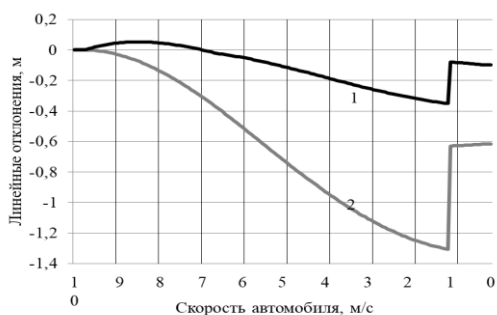
На основании проведенного анализа сделан вывод о целесообразности использования при расчетах КПСК  $S_x$  радиуса качения шины (но не динамического!). При расчетах  $\Phi - S_x$ -диаграмм вместо значения радиуса качения можно применять близкое к нему значение свободного радиуса. Конечно, с точки зрения механики, грамотнее было бы использовать радиус качения. Но, поскольку он отличается от свободного радиуса, даже при максимально допустимых деформациях шины, не более чем на 2%, и это расхождение не оказывает видимого влияния на расчетные  $\Phi - S_x$ -диаграммы при разных величинах боковой силы, появившейся до или после начала торможения колеса, то нет необходимости усложнять задачу расчетом радиуса качения в каждый момент движения, поскольку это увеличивает время счета, а использование свободного радиуса дает тот же результат. А приближенно рассчитать радиус качения с достаточной для практических расчетов точностью можно по приведенной выше зависимости (1).

Еще более сложной задачей является обоснование выбора используемого радиуса колеса в задачах определения линейных отклонений, тормозного пути и угла разворота автомобиля. Это связано со сложными и неоднозначными связями радиуса колеса с параметрами траектории автомобиля.

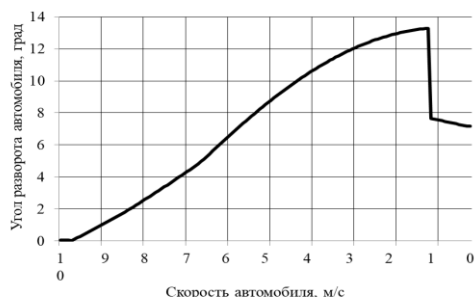




а



б

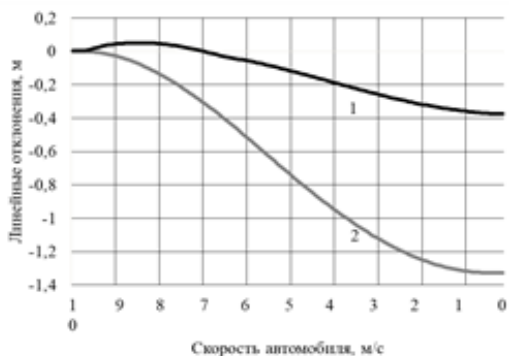


в

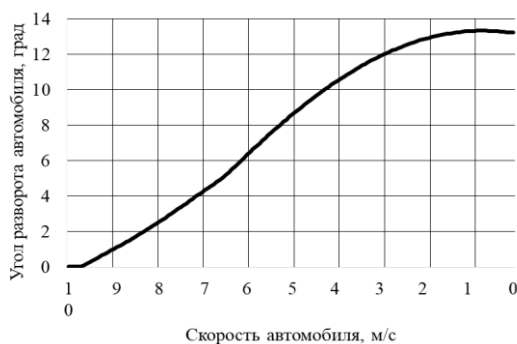
Рис. 5. Расчетные параметры траектории движения автомобиля при использовании динамического радиуса колеса (режим торможения в правом повороте радиуса 35 м на сухом асфальтобетоне без ABS с начальной скорости 10 м/с);

а - тормозной путь; б – линейные отклонения осей; в – угол разворота;

1 – отклонения задней оси; 2 – отклонения передней оси



а



б

Рис. 6. Расчетные параметры траектории движения автомобиля при использовании радиуса качения колеса (режим торможения в повороте радиуса 35 м на сухом асфальтобетоне без ABS с начальной скорости 10 м/с): а - тормозной путь; б – линейные отклонения осей; в – угол разворота;

1 – отклонения задней оси; 2 – отклонения передней оси

На рис. 5 и 6 показаны рассчитанные по программному комплексу Stabauto параметры траектории автомобиля категории M1 при использовании в их расчетах радиуса качения и динамического радиуса.

Из рис. 5 и 6 следует, что применение при расчете параметров траектории автомобиля динамического радиуса вместо радиуса качения не влияет на величины линейных отклонений, тормозного пути и угла разворота автомобиля, но приводит к возникновению неустойчивости решения, что не обеспечивает адекватной оценки параметров активной безопасности автомобиля при математическом моделировании.

На мокром асфальтобетоне, а также на любом покрытии при наличии ABS физическая картина влияния видов радиусов на характеристики моделируемой траектории движения автомобиля сохраняется, но это влияние менее выражено.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

1. Существует пять видов радиуса эластичного колеса, и разница в их значениях доходит до 20%.

2. Установлено, что радиус колеса оказывает сложное, неоднозначное влияние на свойства активной безопасности автомобиля: устойчивость движения, управляемость, тормозную динамику.

3. Проведен анализ влияния используемых видов радиуса колеса на результаты математического моделирования свойств активной безопасности автомобиля.

4. При расчетах продольного скольжения колеса  $S_x$  следует использовать радиус качения (но не динамический!). При расчетах  $\Phi - S_x$ -диаграмм вместо значения радиуса качения допустимо применять близкое к нему значение свободного радиуса.

5. При расчете параметров траектории движения автомобиля (линейных отклонений, тормозного пути, угла разворота) следует использовать радиус качения. По радиусу качения следует вычислять продольное скольжение колеса, а также момент по сцеплению.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Балабин, И.В. Автомобильные и тракторные колеса и шины / И.В. Балабин, В.А. Путин, И.С. Чабунин. – МГТУ «МАМИ», 2012. – 920с.
2. Балакина, Е.В. К вопросу об определении коэффициента продольного скольжения колеса / Е.В. Балакина, Д. С. Сарбаев // Автомобильная промышленность. - 2018. - №10. - С. 25-27.
3. Балакина, Е.В. Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью / Е.В. Балакина, Н.М. Зотов // Трение и износ. – 2015. – т.36, №1. – С. 36–40.
4. Балакина, Е. В. Применение разных радиусов колеса в задачах моделирования свойств активной безопасности автомобилей / Е. В. Балакина, И. В. Сергиенко // Автомобильная промышленность. - 2019. - №5. – С. 16-19.
5. Балакина, Е.В. Расчет геометрического положения и размеров зон трения покоя и скольжения в пятне контакта эластичного колеса с твердой опорной поверхностью / Е.В. Балакина // Трение и износ. – 2017. – т.38, №2 – С.136-143.
6. Балакина, Е. В. Расчет коэффициента сцепления устойчивого эластичного колеса с твердой опорной поверхностью при наличии боковой силы/ Е. В. Балакина // Трение и износ. – 2019. – Т. 40, №6. – С. 756-765.
7. Балакина Е.В. Коэффициент сцепления шины с дорожным покрытием / Е.В. Балакина, А.В. Кочетков. – Москва: «Инновационное машиностроение», 2017. – 292 с.
8. Балакина, Е.В. Устойчивость движения колесных машин / Е. В. Балакина, Н. М. Зотов. – Волгоград: РПК «Политехник». 2011. – 464 с.
9. Бидерман, В.Л. Автомобильные шины (конструкция, расчет, испытания, эксплуатация) / В.Л. Бидерман, Р.Л. Гуслицер, С.П. Захаров и др. / Под общ. ред. В.Л. Бидермана. – М.: Госхимиздат, 1963. – 384 с.
10. Бухин, Б. Л. Введение в механику пневматических шин. – М.: Химия, 1988. – 223с.
11. ГОСТ 17697-72 Автомобили. Качение колеса. Термины и определения. – М.: Стандартиформ, 1973. – 23 с.
12. Кнороз, В.И. Работа автомобильной шины / В.И. Кнороз, Е.В. Кленников, И.П. Петров и др. / Под ред. В.И. Кнороза. – М.: Транспорт, 1976. – 240 с.
13. Кравец, В.Н. Теория автомобиля: Учебник для вузов / В.Н. Кравец, В.В. Селифонов. – М.: ООО «Гринлайт+», 2011. – 884 с.
14. Литвинов, А. С. Автомобиль. Теория эксплуатационных свойств: Учебник для вузов / А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.
15. Петрушов, В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивлений качения и воздуха. – М.: ТОРУС ПРЕСС, 2008. – 352 с.
16. Петрушов, В. А. Сопротивление качению автомобилей и автопоездов / В.А. Петрушов, С.А. Шуклин, В. В. Московкин. – М.: Машиностроение, 1975. – 224 с.
17. Пожидаев, С.П. О некоторых уточнениях теории качения эластичного колеса / С.П. Пожидаев // Автомобильная промышленность. – 2013. – №12 – С.13-15.
18. Пожидаев, С.П. О теории качения эластичного колеса с позиций механики / С.П. Пожидаев // Автомобильная промышленность. – 2014. – №11 – С.16-17.
19. Пожидаев, С.П. Экспериментальная проверка взаимосвязи крутящего момента и полной окружной силы эластичного колеса / С.П. Пожидаев, Г.В. Шкаровский // Автомобильная промышленность. – 2019. – №9 – С.8-13.
20. Пожидаев, С.П. Экспериментальное исследование механической модели эластичного колеса / С.П. Пожидаев, Г.В. Шкаровский // Автомобильный транспорт. – 2019. – вып. 44. – С. 21-29.
21. Рыжих, Л.А. Определение продольной реализуемой силы сцепления автомобильного колеса с опорной поверхностью по крутильной деформации шины и ее жесткости / Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев, А.В. Быкадоров // Автомобильная промышленность. - 2014. - №10. - С. 20-24.
22. Селифонов, В.В. Теория автомобиля: Учебное пособие. – М.: Гринлайт, 2009. – 208 с.
23. Тарасик, В.П. Теория движения автомобиля: Учебник для вузов. – СПб.: БХВ-Петербург, 2006. – 478 с.
24. Туренко, А.Н. Методы расчета реализуемого коэффициента сцепления при качении колеса в тормозном режиме / А.Н. Туренко, С.И. Ломака, Л.А. Рыжих, Д.Н. Леонтьев // Автомобильный транспорт. – 2010. – №27 – С.7-12.
25. Федотов, А.И. Динамический метод диагностики пневматического тормозного привода автомобилей: монография. – Иркутск: Изд-во ИрННТУ, 2015. – 514 с.
26. Balakina, E.V. Forms of  $\Phi_x - S_x$  - diagrams of an automobile tire / E.V. Balakina // Proceedings of 9th International Scientific Conference "Balttrib'2017", Aleksandras Stulginskis University Akademija, Kaunas, Lithuania, 16-17 November 2017. - 2018. - pp. 110 – 116.
27. Balakina, E. V. Qualitative Research of Combined Friction in Contact of Elastic Wheel with Solid Surface [Электронный ресурс] / E.V. Balakina, D.S. Sarbaev // Proceedings of the 4th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2018) (Moscow, Russia, 15-18 May, 2018) / ed. by A. A. Radionov [et al.]; Moscow Polytechnic University [et al.]. – Cham (Switzerland): Springer, 2019. – P. 773-779. – URL: <https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-319-95630-5>. – (Book ser.: Lecture Notes in Mechanical Engineering: LNME).
28. Pacejka H.B. Tire and Vehicle Dynamics. – Published by Elsevier Ltd, USA, 2012.
29. Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. – Springer Science + Business Media, LLC, 2008, 1015 p.
30. The calculation method of the length of contact of car tires with the road surface / E. V. Balakina, V.N. Zadvornov, D. S. Sarbaev, I. V. Sergienko, Y. N. Kozlov // IOP Conference Series: Materials Science and Engineering. Vol. 632: International Conference on Innovations in Automotive and Aerospace Engineering (Irkutsk, Russia, 27 May – 1 June, 2019): Proceedings / Irkutsk National Research Technical University. – [IOP Publishing], 2019. – 9 p. – doi:10.1088/1757-899X/632/1/012022.

---

---

# Analysis of Various Types of Elastic Wheel Radii and Establishing Necessity and Sufficiency of Their Application For Various Problem Solving

Balakina E. V., Sanzhapov R. R., Sergienko I. V.

Volgograd State Technical University  
Volgograd, Russian Federation  
fahrgestell2011@yandex.ru

*Abstract.* A car wheel, equipped with an elastic tire and space-stabilized in a specific way, has a significant influence on such car properties as dynamical stability, manageability, brake dynamics. The wheel has the following radii types: free  $R_0$ , static  $R_{st}$ , dynamic  $R_d$ , rolling  $r_k$ . The difference between them can reach 20% depending on the value of tire radial deformation.

It is established that at tire operation deformations the rolling radius decreases by no more than 2%. A rolling radius can be also obtained experimentally, using the distance passed by a real wheel for 10 rotations. However, the problems of project forecasting of car active safety properties do not provide a possibility for the experimental determination of the rolling radius.

It is known that a wheel radius has a complex, ambiguous influence on car active safety properties: dynamical stability, manageability, brake dynamics.

The purpose of this paper is defining the types of wheel radii necessary for the application at the solution of various problems connected to the car active safety properties.

The authors conducted the design analysis of the influence of the type of the used radius at the estimation of longitudinal slid-

ing  $S_x$  on the form of the obtained  $\varphi - S_x$ -diagrams. The problem of obtaining  $S_x$  is encountered at the mathematical simulation of the properties of active safety of wheeled vehicles as well as at their physical simulation on simulator stands and at the manufacture of automatic unmanned vehicles. It is established that at the calculations of  $\varphi - S_x$ -diagrams one can apply the close value of free radius instead of a rolling radius value.

A more complex problem is providing a rationale of the applied wheel radius in the problems of determining linear deviations, brake way and car angular orientation. It is connected to complicated and unambiguous interconnections of a wheel radius with the car trajectory parameters. It is determined that at the calculation of car motion trajectory parameters (linear deviations, brake way, angular orientation) one should use the rolling radius value. By the rolling radius value one should estimate the wheel longitudinal sliding as well as a coupling moment.

*Keywords:* tire, free radius, static radius, dynamic radius, rolling radius, simulating properties of car active safety.

# Методика проектирования амортизаторов с рекуперативным эффектом для систем подрессоривания колесных транспортных средств

Карелина М.Ю., Климов А.В., Ершов В.С.

Московский Автомобильно-Дорожный Государственный Технический Университет (МАДИ)  
Москва, Россия

karelinamu@mail.ru, klimmanen@mail.ru, vsershov21@gmail.com

**Аннотация.** В настоящей статье рассмотрено сквозное проектирование электрических машин (ЭМ) для применения их в составе амортизаторов с рекуперативным эффектом (АРЭ) и его этапы. Описаны способы реализации этапов сквозного проектирования синхронных ЭМ с постоянными магнитами (ПМ) с использованием разработанной методики их проектирования и с применением современных методов анализа технических систем с применением методов конечных элементов и имитационного анализа в виде виртуальной эксплуатации с применением пакетов MatLab. Процесс проектирования амортизаторов с рекуперативным эффектом носить циклический итерационный характер. Проектирование включает формирование необходимой демпфирующей характеристики, расчет основных размеров генератора и их оптимизация, а также исследование электромагнитных полей, возникающих в процессе работы амортизатора с помощью методов конечных элементов и последующая виртуальная эксплуатация устройства, имитирующая работу в реальных условиях эксплуатации. Разработка завершается при выполнении всех необходимых технико-экономических требований с последующей разработкой конструкторской документации.

**Ключевые слова:** амортизатор с рекуперативным эффектом, генератор, электромагнитный расчет, проектирование, методика проектирования, комплексный анализ.

## ВВЕДЕНИЕ

По различным оценкам, примерно до 30% энергии в транспортных средствах (далее ТС) расходуется на движение. Остальная энергия теряется в двигателе, трансмиссии, вспомогательных агрегатах и т.п. Одним из факторов, влияющим на энергоэффективность ТС, является потери в демпфирующих элементах при движении по неровностям опорного основания. Создание системы подрессоривания, способной рекуперировать механическую энергию колебания подрессоренных масс ТС, которая в традиционных подвесках рассеивается в амортизаторах в виде тепла в окружающее пространство, дает возможность увеличить энергоэффективность. В связи с этим остро стоит задача по проектированию конструкций амортизаторов, обеспечивающих требуемое демпфирование и максимальный рекуперативный эффект.

## ВЫБОР ТИПА ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ ЭНЕРГИИ ДЛЯ АМОТИЗАТОРА С РЕКУПЕРАТИВНЫМ ЭФФЕКТОМ

Амортизатор с рекуперативным эффектом (АРЭ) предназначен для преобразования кинетической энергии поступательно движущихся масс в электрическую энергию. Полученная электрическая энергия может использоваться для зарядки аккумулятора, собственных нужд транспортного средства, или для повышения эффективности электрического привода.

В составе АРЭ обязательно должен присутствовать электромеханический преобразователь энергии. Целесообразно применение синхронных генераторов с постоянными магнитами. Здесь могут быть использованы различные варианты:

1. линейный синхронный генератор;
2. вращающийся синхронный генератор.

Наиболее простым, и достаточно надежным считается применение линейного синхронного генератора в составе АРЭ. В этом случае АРЭ, в общем виде, состоит из линейного синхронного генератора с постоянными магнитами.

Такая конструкция имеет преимущество, которое заключается в прямом преобразовании возвратно-поступательного движения штока в электрическую энергию, при этом отсутствует необходимость в применении промежуточных механических звеньев, что положительно сказывается в условиях больших вертикальных динамических нагрузок, которые возникают при движении транспортного средства по неровным дорогам.

Однако, если рассматривать электрические процессы, происходящие в АРЭ, которые можно описать уравнением 1, на примере одной фазы [1-5]:

$$U = \frac{d\psi}{dt} - i \cdot R, \quad (1)$$

где  $U$  – напряжение на зажимах фазы, В;  $\psi$  – потокосцепление фазы, В;  $t$  – время, с;  $i$  – ток фазы, А;  $R$  – сопротивление фазы, Ом.

Видно, что чем будет больше значение производной потокосцепления по времени, тем больше будет напряжение на фазах. Одним из способов увеличения производной потокосцепления по времени является увеличение числа витков фазной обмотки, однако в этом случае также растет сопротивление обмотки фазы, при этом, чем больше витков,

тем меньше коэффициент заполнения паза медью, за счет большого количества изоляции. И, следовательно, сопротивление фазы увеличивается быстрее, чем производная потокосцепления. Вторым способом увеличения производной потокосцепления по времени является уменьшение полюсного деления, при этом количество слотов для размещения фазной обмотки возрастает, что тоже ведет к увеличению сопротивления фазы. Третий способ, предполагает увеличение производной потокосцепления, за счет увеличения скорости перемещения постоянных магнитов, относительно статора с фазной обмоткой. Для увеличения скорости перемещения постоянных магнитов необходимо использовать промежуточные механические звенья, например, для преобразования поступательного движения во вращательное. Применение данного подхода позволяет выполнить АРЭ практически в габаритах серийного гидравлического амортизатора, при сохранении характеристик последнего.

Для АРЭ, предназначенных для установки на ТС рекомендуется выбирать вращающийся генератор с постоянными магнитами, конструкция которого позволяет получить наибольшие значения скорости изменения магнитного поля в электрической машине.

#### ПРОЦЕСС ПРОЕКТИРОВАНИЯ АМОТИЗАТОРА С РЕКУПЕРАТИВНЫМ ЭФФЕКТОМ

Проектирование амортизатора с рекуперативным эффектом является сложным итерационным циклическим процессом, включающим в себя следующие основные этапы:

1. Определение необходимой демпфирующей характеристики амортизатора, обеспечивающей необходимую плавность хода и затухание колебаний подрессоренной части ТС [6-13];

2. Определение номинального расчетного режима работы АРЭ, на котором обеспечиваются его номинальные электротехнические параметры;

3. Выбор и расчет механической передачи, которая обеспечивает преобразование движения от колеса к подвижной части генератора АРЭ. Данный расчет может быть повторен в случае недостаточности требуемого демпфирующего усилия и электротехнических показателей;

4. Определение типа электромеханического преобразователя и расчет его основных параметров генератора с постоянными магнитами. На данном этапе определяются такие характеристики как машинные постоянные, главные размеры, обмоточные данные, параметры электромагнитной системы ротора, выбор рабочих частот, числа зубцов и полюсов, их тип и пр. На этом этапе используются общепринятые методики расчета [1-5];

5. Моделирование характеристик АРЭ. На данном этапе осуществляется моделирование электромагнитных полей, расчет распределения тепла, переходных процессов и т.д. с целью проверки и оптимизации показателей с применением специализированного программного обеспечения и методов конечных элементов [14-16];

6. Виртуальная эксплуатация разработанного изделия, позволяющая осуществить моделирование работы в предполагаемых условиях работы, отладить управляющие программы, системы защиты, согласовать условия обслуживания и т.п. [17].

Расчет по определению основных размеров и параметров генератора носить итерационный характер и проводиться до момента получения удовлетворительных характеристик АРЭ и ТС в целом. Блок-схема алгоритма проектирования представлен на рис. 1.

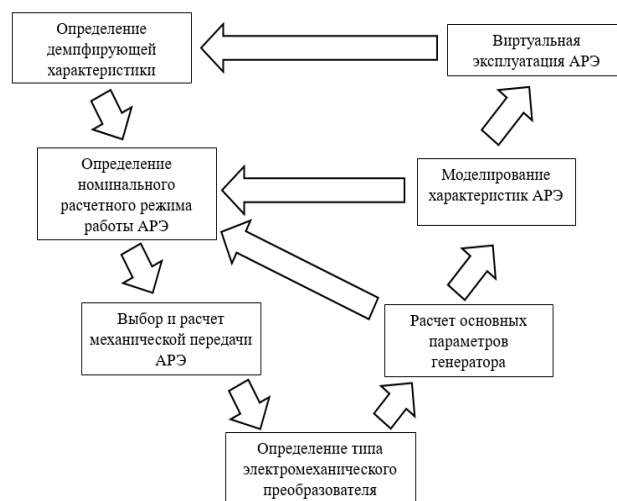


Рис. 1. Блок-схема алгоритма расчета

Наиболее подходящая для использования в конструкции АРЭ является шарико-винтовая передача (ШВП) так как имеет ряд основных достоинств.

Выбор максимальной скорости вращения ротора генератора выбирается с учетом технологических возможностей изготовления. Рекомендуемая максимальная скорость вращения ротора находится в диапазоне от 1500 до 2000 об/мин, при этом обеспечивается минимизация размеров передачи и получение высокого КПД, так как при меньших значениях значительно увеличиваются потери в обмотках, а при больших потери в сердечнике на перемагничивание. Так же следует учитывать, что чем больше диаметр ротора, тем меньше должна быть допустимая максимальная скорость вращения, т.к. за счет большого момента инерции, будут возникать инерционные силы. Ограничиваясь силой инерции и размерами компоновочного пространства определяют значения наружного диаметра АРЭ  $D_{нар}$ , активного внутреннего диаметра статора АРЭ  $D_a$ , активного воздушного зазора  $\delta$  и диаметра ротора АРЭ  $D_{рот}$  и допустимое значение момента инерции ротора по формуле 2:

$$J_z = \frac{0,25F_{max}}{a} \left( \frac{P}{2\pi} \right)^2 \quad (2)$$

где  $F_{max}$  – максимальное демпфирующее усилие, Н;  $P$  – шаг резьбы ШВП, м;  $a$  – ускорение поступательного перемещения штока АРЭ, м/с<sup>2</sup>.

#### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОГО ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ АРЭ

При проектировании СГПМ для АРЭ, устанавливаемого на ТС, с учетом технических требований, в качестве первого приближения, на основе накопленного опыта проектирования, задаемся начальными данными. Исходные данные используемые при проектировании АРЭ для грузового автомобиля КАМАЗ полной массой 11,9 тонн пред-

ставлены в табл. 1 и определенная по формулам 3 - 6 демпфирующая характеристика амортизатора, показанная на рис. 2, обеспечивающая ТС требуемую плавность хода.

Таблица 1

Основные начальные данные

Параметр	Обозначение	Значение
Скорость штока, м/с	$v$	1
Номинальная частота вращения, об/мин	$n_{nom}$	1500
Номинальная мощность, кВт	$N_{nom}$	4,75   9,5
Число пар полюсов	$p$	10
Количество фаз	$m$	3
Число пазов на полюс и фазу	$q$	0,4
Номинальное напряжение, В	$U_{nom}$	300
Внешний диаметр, мм	$D$	92   160
КПД в номинальном режиме	$\eta$	0,9
Способ соединения обмотки		«звезда»

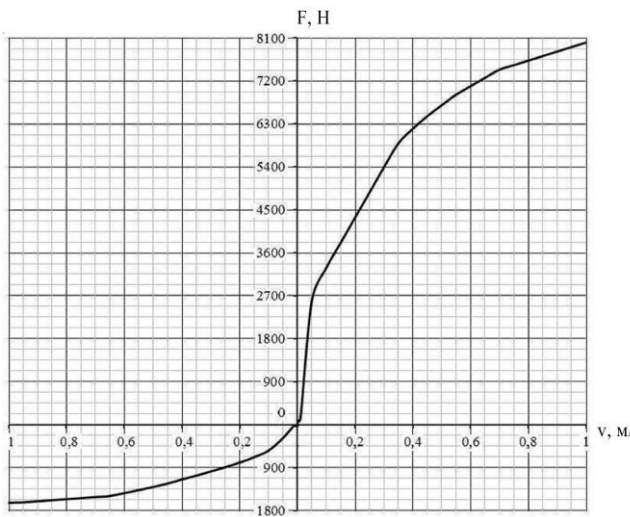


Рис. 2. Демпфирующая характеристика

$$P_\phi = \frac{\sum_1^{2n} r_{ai} l_i^2}{J_y} = \sigma_\phi K_\phi \quad (3)$$

$$P_z = \frac{\sum_1^k r_{ai}}{M_{п}} = \sigma_z K_z \quad (4)$$

$$F_c = r_{ac} v^n \quad (5)$$

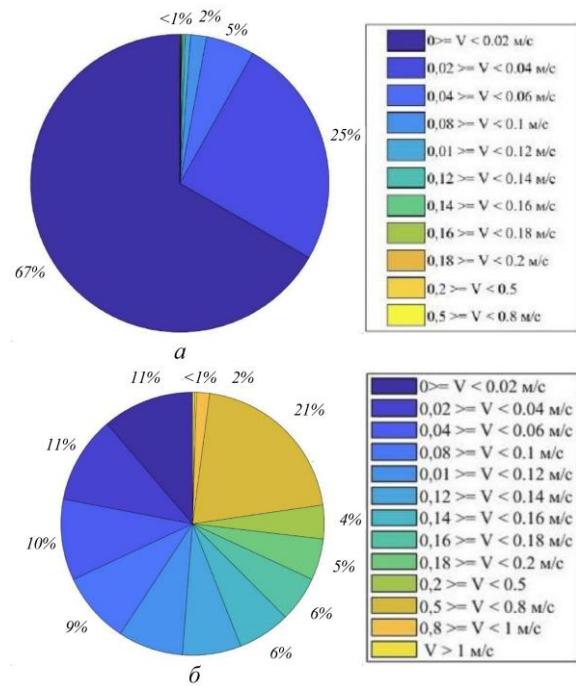
$$F_o = r_{ao} v^n \quad (6)$$

где  $P_\phi$  – коэффициенты затухания собственных продольно-угловых колебаний;  $r_{ai}$  – коэффициенты сопротивления амортизатора на соответствующем ходе;  $l_i$  – расстояние от центра тяжести до исследуемого объекта;  $J_y$  – продольный момент инерции;  $\sigma_\phi$  – относительные коэффициенты затухания продольно-угловых колебаний;  $K_\phi$  – частоты собственных продольно-угловых колебаний поддресоренной массы ТС при отсутствии амортизаторов  $P_z$  – коэффициенты затухания собственных вертикальных колебаний;  $M_{п}$  – масса поддресоренной части ТС  $\sigma_z$  – относительные коэффициенты затухания вертикальных колебаний поддресоренной массы ТС при отсутствии амортизаторов;  $K_z$  – частоты собственных вертикальных колебаний поддресоренной массы ТС при отсутствии амортизаторов;  $r_{ac}$  – коэффициенты сопротивления амортизатора на ходе сжатия,  $r_{ao}$  – коэффициенты сопротивления амортизатора на ходе отбоя;  $v$  – скорость перемещения штока амортизатора.

В качестве расчетного усилия, развиваемого амортизатором, следует выбирать именно усилие на ходе отбоя, а снижение усилия на сжатии следует реализовывать с помощью системы управления.

За расчетный номинальный режим следует принимать режим, соответствующий максимальному расчетному демпфирующему усилию амортизатора с учетом возможности двукратной перегрузки генератора по току. Следовательно, максимальное демпфирующее усилие АРЭ реализуется в кратковременном режиме.

Исходя из анализа экспериментальных данных [18, 19] режимы работы амортизатора близкие к предельным встречаются крайне редко, что позволяет говорить о сбалансированности температурного режима работы генератора (рис. 3). Анализ опытных данных показывает, что поступательное ускорение штока АРЭ может достигать до  $50 \text{ м/с}^2$ , при этом, ускорение при непосредственной смене направления движения штока составляет порядка  $10 \dots 20 \text{ м/с}^2$ . Использование возможности перегрузки позволяет снизить массу АРЭ. Увеличение необходимого усилия в случае движения в тяжелых дорожных условиях компенсируется возможностью перегрузки генератора по току.



а – асфальт, б – грунтовая дорога

Рис. 3. Распределение скоростей штока амортизатора

На рисунке 4 представлена типовая внешняя характеристика генератора АРЭ.

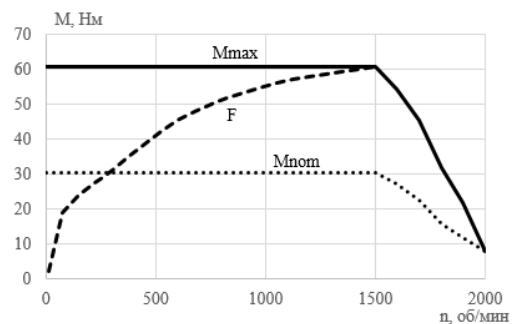


Рис. 4. Типовая внешняя характеристика генератора в составе АРЭ

Исходя из анализа конструкций и характеристик электрических машин следует что для применения в составе АРЭ наиболее целесообразно применять синхронные генераторы с возбуждением от высококоэрцитивных постоянных магнитов [20].

Расчет основных характеристик генератора для АРЭ необходимо проводить с использованием математической модели аналогично расчетам генераторов [1-5], применяемых в иных условиях. С учетом того, что конструкция амортизатора должна иметь естественное воздушное охлаждение, поскольку иной способ невозможен и герметичное исполнение, так как амортизатор работает в условиях, характеризующихся большим воздействием климатических и дорожных факторов.

Длину активной части статора генератора АРЭ можно оценить по формуле 7.

$$L_c = \frac{6,1S}{\alpha A D_c B_\delta K_o K_\phi} \quad (7)$$

где  $S$  – полная мощность электрической машины, ВА;  $\alpha$  – коэффициент полюсного перекрытия;  $A$  – линейная электромагнитная нагрузка, А/м;  $B_\delta$  – магнитная индукция в воздушном зазоре, Тл;  $D_c$  – диаметр расточки статора;  $K_o$  – обмоточный коэффициент;  $K_\phi$  – коэффициент формы поля.

Генератор АРЭ имеет потенциальную возможность работать без системы управления на пассивный выпрямитель, оснащенный емкостным фильтром, в этом случае будет формироваться линейная характеристика АРЭ в зависимости от скорости перемещения штока, поэтому для первоначальной оценки можно принять коэффициент мощности равный 1.

Марка материала, который будет использоваться для изготовления полюсов ротора, выбирается на основании сравнения показателей современных постоянных магнитов (ПМ), а именно таких: остаточная индукция  $B_r$ , коэрцитивная сила  $H_c$ , рабочая температура и относительная стоимость. Рекомендуется выбирать ПМ на базе интерметаллического соединения редкоземельных материалов неодима, железа и бора (NdFeB).

#### РАСЧЕТ МАГНИТНОГО ПОЛЯ МЕТОДОМ КОНЕЧНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ

Исследование электрохимических процессов необходимо производить при помощи математического моделирования, в основе которого лежит так называемый ФЕМ - анализ – способ решения дифференциальных уравнений в основе которого лежит метод конечных элементов [1Ошибка! Источник ссылки не найден., 1Ошибка! Источник ссылки не найден.].

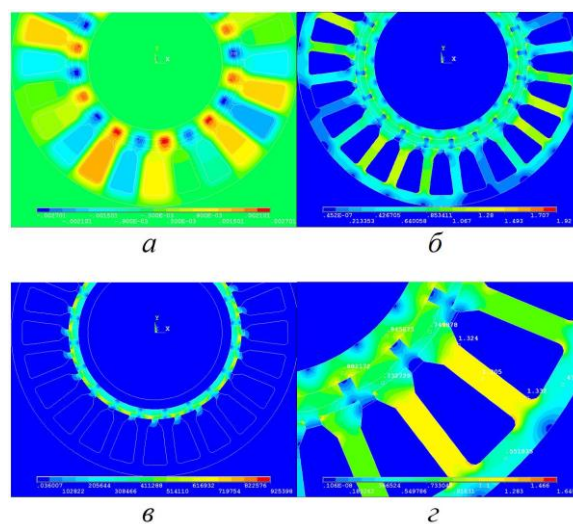
Расчет магнитного поля синхронного генератора целесообразно проводить в двухмерном базисе. Таким образом, вектора магнитной индукции поля и напряженности магнитного поля рассматриваются в двух пространственных проекциях. Такой подход позволяет применять быстродействующие алгоритмы численного расчета магнитного поля, при принятии необходимых и общепринятых допущений [1Ошибка! Источник ссылки не найден.]:

1. Поле рассматривается в квазистационарном приближении;
2. Вектор плотности токов и вектор магнитного потенциала имеют лишь одну составляющую;

3. Характеристики намагничивания ферромагнитных частей магнитопровода однозначны;

4. Вихревые токи в частях магнитопровода не учитываются.

На рис.5 показано распределение магнитного поля в электрической машине.



а - поле векторного магнитного потенциала, Вб/м; б - поле вектора индукции магнитного поля, Тл; в - поле вектора напряженности магнитного поля, А/м; г - области насыщения зубцовой зоны в поле магнитной индукции, Тл (холостой ход)

Рис. 5. Распределение магнитного поля в электрической машине

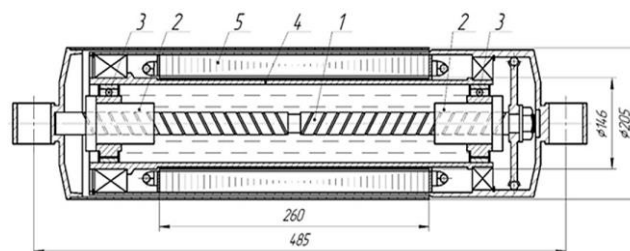
На основании вышеизложенной методики было проведено расчеты электрической машины АРЭ. Результаты расчетных исследований представлены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета электрической машины АРЭ

№	$N_{nom}$	$F_{nom}$	$M_{nom}$	$D$	$D_a$	$L$	$M$	КПД
	кВт	Н	Нм	мм	мм	мм	кг	
1	4,75	3800	30,24	205	146	62	16,92	0,89
2	9,5	7600	60,48	205	146	125	29,99	0,90
3	9,5	7600	60,48	92	65	377	37,81	0,87
4	3,38	2700	21,49	92	65	134	13,76	0,86

На рис. 6 представлен общий вид 2 исполнения АРЭ



1 – винт ШВП, 2 – гайка ШВП, 3 – обгонная муфта, 4 – ротор, 5 – статор

Рис. 6. АРЭ, обеспечивающий требуемые демпфирующие усилия

На рис. 7 показана зависимость силы сопротивления на штоке АРЭ в зависимости от скорости штока для АРЭ с различным типом электрохимического преобразователя и различными габаритными размерами.

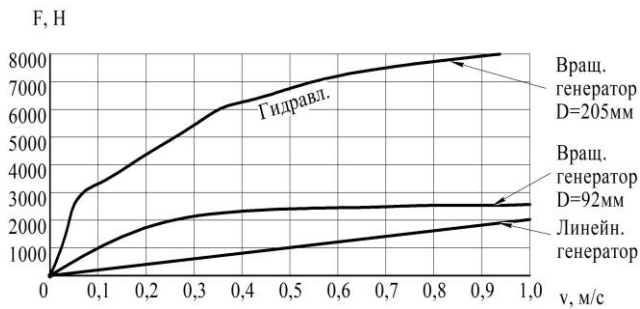


Рис. 7. Демпфирующая характеристика амортизаторов различных типов при отбое

При увеличении размеров генератора АРЭ происходит увеличение развиваемого усилия, что также сопровождается увеличением генерируемой мощности.

ВИРТУАЛЬНАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АРЭ

На основе описанного в [21 - 23] подхода в дальнейшем проводится виртуальные испытания разработанного амортизатора в системе поддрессирования транспортного средства. Результаты определения удельного расхода энергии Q и эффективности применения АРЭ Z с размерами идентичными серийному гидравлическому амортизатору для указанного выше грузового автомобиля КАМАЗ при движении по циклу движения согласно ГОСТ Р ЕН 1486-1-2014 [24] и для увеличенного АРЭ представлены в табл. 3.

Таблица 3

Параметр	с АРЭ (асфальт),		с АРЭ (грунт),	
	Норм.	Увелич.	Норм.	Увелич.
Город				
Q, кВт·ч/км	1,036	1,035	1,017	0,995
Z, %	0,30	0,40	2,10	4,23
Смешанное движение				
Q, кВт·ч/км	1,320	1,319	1,311	1,297
Z, %	0,30	0,4	1,01	2,04

Энергоэффективность АРЭ с размерами, соответствующими гидравлическому амортизатору, при движении по асфальту составляет менее 1 %. Энергия, генерируемая АРЭ, сравнима с затратами энергии на функционирование системы управления СРЭДП. При движении по грунтовой дороге средняя эффективность составила до 2,10% или ~2200 Вт·ч/100 км. Для ТС с классической силовой установкой снижение расхода составляет ~470 г/100 км (~0,54 л/100 км) топлива. Эффективность системы с АРЭ, имеющего увеличенные размеры, при движении по асфальту составляет также менее 1%. При движении по грунтовой дороге эффективность достигает 4,23% или 4,4 кВт·ч/100 км. Для ТС с классической силовой установкой снижение расхода составляет 930 г/100 км (~1 л/100 км).

В данной методика разработаны основные этапы проектирования амортизатора с рекуперативным эффектом в системе рекуперации энергии в подвеске транспортного средства. Основные этапы проектирования заключаются в выборе механической передачи, проектированию синхронного генератора с постоянными магнитами, виртуальная эксплуатация разработанного, с учетом формирования необходимой демпфирующей характеристики амортизатора транспортного средства.

Предложенный подход позволяет добиться выполнения АРЭ, с высоким коэффициентом полезного действия, практически в тех же габаритах, что и серийный гидравлический амортизатор.

ЛИТЕРАТУРА

1. Копылов И.П. Проектирование электрических машин. т. 1 / И.П. Копылов [и др.]. – М.: Энергоатомиздат, 1993. – стр. 464.
2. Виноградов Н.В. Проектирование электрических машин / Н.В. Виноградов, Ф.А. Горяинов, П.С. Сергеев. – М.: Энергия, –1969. – стр. 707.
3. [http://www.privod-news.ru/docs/Vector\\_Kalachev.pdf](http://www.privod-news.ru/docs/Vector_Kalachev.pdf) (дата обращения 21.10.2019).
- Порядок работы с автором книги «Калачев Ю.В. Векторное регулирование (заметки практика)» – URL: [http://www.privod-news.ru/docs/Vector\\_Kalachev.pdf](http://www.privod-news.ru/docs/Vector_Kalachev.pdf) (дата обращения 21.10.2019).
4. Копылов И.П. Математическое моделирование электрических машин / И.П. Копылов. – М.: Высшая школа, 2001. – стр. 327.
5. Голдберг О.Д. Проектирование электрических машин / О.Д. Голдберг, И.С. Свириденко. – М: Высшая школа, 1984. стр. 431.
6. Певзнер Я.М. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Я.М. Певзнер, Г.Г. Гридасов, А.Д. Конев и др.– М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.,
7. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода /Р.В. Ротенберг. – Изд. 3-е. – М.: Машиностроение, 1972. – стр. 392.
8. <http://technomag.edu.ru/doc/293578.html> (дата обращения 21.10.2019).
- Порядок работы с авторами журнала «Наука и образование» – URL: <http://technomag.edu.ru/doc/293578.html> (дата обращения 21.10.2019).
9. Тольский В.Е. Современные методы проектирования автомобиля. Проблемы и пути их решения / В.Е. Тольский, А.С. Горобцов, С.М. Воеводенко // Автомобильная промышленность. – 2008. – № 10. – С. 34-36.
10. Жеглов Л.Ф. Спектральный метод расчета систем поддрессирования колесных машин / Л.Ф. Жеглов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. – стр. 212.
11. Афанасьев Б.А. Проектирование полноприводных колесных машин / Б.А. Афанасьев, Б.Н. Белоусов, Л.Ф. Жеглов. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2013. стр. 432.
12. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Амортизаторы, шины и колеса / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1986. – стр. 320.



13. Раймпель Й. Шасси автомобиля. Элементы подвески / Й. Раймпель. – М.: Машиностроение, 1987. – стр. 284.
14. Зенкевич О. Метод конечных элементов в технике / О. Зенкевич. – М.: Мир, –1975. –542 с.
15. Норри Д. Введение в метод конечных элементов / Д. Норри, Ж. де Фриз. –М.: Мир, 1981. – стр. 304 с.
16. Иванов-Смоленский А.В. Электромагнитные поля и процессы в электрических машинах и их физическое моделирование: монография. / А.В. Иванов-Смоленский. – М.: Энергия, - 1969. – стр. 304.
17. Черных, И. В. Моделирование электротехнических устройств в MATLAB, SimPowerSystems и Simulink / И. В. Черных. – М.: ДМК Пресс. – 2007. – стр. 288.
18. Климов А.В. Анализ энергетических характеристик систем поддрессирования колесных машин // Труды НАМИ. – 2014. – Выпуск 257. – С. 83 – 86.
19. Маликов Р.Р. Оценка возможности рекуперации энергии колебаний в системе поддрессирования двухосного грузового автомобиля / Р.Р. Маликов, А.А. Смирнов, А.В. Климов // Известия МГТУ «МАМИ» Транспортные машины, Транспортно-технологические средства и энергетические установки. – 2016. – №4 (30) С. 42-49.
20. Климов А.В. Выбор типа конструкции и определение параметров и характеристик амортизатора с рекуперативным эффектом / А.В. Климов, М.Ю. Карелина // Труды НАМИ. – 2017. – Выпуск №3 (270) С. 74-81.
21. Климов А.В. Численное моделирование динамики поддрессированной части быстроходной гусеничной машины / А.В. Климов, М.Ю. Малахов // Теоретические и экспериментальные исследования многоцелевых гусеничных и колесных машин: Сборник научных трудов МАДИ. 2010. С. 104-110.
22. Маликов Р.Р. Математическая модель автомобиля с расширителем пробега / Р.Р. Маликов, А.В. Климов, Р.Ш. Биксалеев // Проблемы механики современных машин. Материалы VII Международной конференции. Т. 2. – 2018. – С.152-156.
23. Климов А.В. Моделирование систем поддрессирования транспортного средства на основе амортизаторов с рекуперативным эффектом / А.В. Климов, М.Ю. Карелина // Вестник Федерального Государственного Образовательного Учреждения Высшего Профессионального Образования «Московский Государственный Агроинженерный Университет Имени В.П. Горячкина». – 2019. - № 2(90) – С. 8-14.
24. ГОСТ Р ЕН 1986-1-2011 Автомобили с электрической тягой. Измерение энергетических характеристик. Часть 1 Электромобили. – М.: Стандартинформ. – 2012. – стр. 24.

# Design Technique for Regenerative Shock Absorbers for Wheeled Vehicle Suspension Systems

Karelina M.Yu., Klimov A.V., Ershov V.S.

Moscow Automobile and Road State Technical University (MADI)

Moscow, Russia

karelinamu@mail.ru, klimmanen@mail.ru

**Abstract.** This article discusses the end-to-end design of electric machines (EM) for their use in shock absorbers with a regenerative effect (ARE) and its stages. Methods for the implementation of the stages of end-to-end design of synchronous EMs with permanent magnets (PM) using the developed methodology for their design and using modern methods of analysis of technical systems using finite element methods and simulation analysis in the form of virtual operation using MatLab packages are described. The design process of shock absorbers with a regenerative effect is cyclic iterative in nature. Design includes the formation of the necessary damping characteristics, calculation of the main dimensions

of the generator and their optimization, as well as the study of electromagnetic fields that arise during the operation of the shock absorber using finite element methods and the subsequent virtual operation of the device that simulates operation in real operating conditions. Development is completed when all the necessary technical and economic requirements are met.

**Keywords:** recuperative shock absorber, generator, electromagnetic calculation, design, design methodology, comprehensive analysis.

# Модификация двухступенчатого соосного редуктора

Шевченко С.В., Муховатый А.А.

Луганский национальный университет им. В. Даля  
Луганск, Украина

Кроль О. С.

Восточноукраинский национальный университет  
им. В. Даля  
Северодонецк, Украина  
krolos.snu.edu@gmail.com

**Аннотация.** Изложены результаты исследования влияния разбивки общего передаточного числа модифицированного двухступенчатого соосного редуктора по ступеням на его максимальный габаритный размер. В основу конструктивной модификации данного редуктора положено использование в обеих его ступенях цилиндрических передач с раздвоенными потоками мощности. Показано, что в сравнении с традиционным аналогом редуктора такого типа модифицированный вариант будет иметь меньшее межосевое расстояние. Минимизация габаритной длины модифицированного редуктора выполнена для двухпараметрической функции общего передаточного числа редуктора с использованием метода Лагранжа. Полученные результаты представлены в табличном варианте, а также аппроксимированы степенной функцией. Даны ограничения по применимости предложенного способа разбивки передаточного числа редуктора. Редуктора с данной модификацией имеют меньшую материалоемкость в сравнении с редукторами этого типа при прочих равных условиях.

**Ключевые слова:** редуктор, ступень, передаточное число, трехзвенная передача, крутящий момент, функция Лагранжа, минимизация длины.

## ВВЕДЕНИЕ

Двухступенчатый цилиндрический редуктор в соосном исполнении используется в конструкциях, где оси входного и выходного валов должны располагаться на одной линии [1, 2]. Как известно, на начальных этапах проектирования зубчатых редукторов осуществляется разработка конструктивных условий формирования параметров ступеней и определения передаточных отношений каждой ступени. Разбиение общего передаточного отношения редуктора определяется множеством факторов и может рассматриваться как оптимизационная задача. При этом в качестве критериев оптимизации выбирают минимальные габаритные размеры, минимальная масса и минимальный приведенный момент инерции редуктора.

В работе [3] рассмотрена задача оптимального проектирования двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора по критерию минимальной массы. Такой проектный вариант одновременно обеспечивает условие работоспособности по характеристике контактной прочности колес. Данная задача сводится к поиску минимальных габаритов, в частности длины редуктора. Авторами [3] сформирован аналитический формуляр, отражающий зависимость длины редуктора от допустимого контактного напряжения, геометрических параметров колес и разбиения передаточного отношения по ступеням. Разработана программа САПР-9 проектирования коническо-

цилиндрического и двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой и соосной схеме. Результаты проектирования подтверждают факт монотонного уменьшения передаточного отношения по ступеням при минимизации габаритов (а значит и массы) редуктора.

Другое программное обеспечение Cambrian v.3.2 [4] использовано для решения задачи оптимизации массы редуктора посредством минимизации массы трех узлов вала (включая массу валов, шестерен и шести конических подшипников качения [5–8]). В качестве метода оптимизации был использован алгоритм, основанный на генераторах случайных чисел Монте-Карло, а в качестве исходных данных использовались данные о зубчатых передачах (полученные оптимальным образом по критерию объема внутренней полости редуктора). Необходимо отметить сходство оптимальных решений на первой и второй ступенях редуктора.

В работе [9] использован инструментарий Американской ассоциации производителей зубчатых колес (AGMA) и программное обеспечение “Design optimization Gearbox KISSsoft”. На стадии предварительного проектирования рассматривались коробки передач с цилиндрическими и коническими зубчатыми колесами. В качестве критерия принятия оптимальных решений использована функция минимизации объема внутренней полости редуктора, а в качестве ограничений максимальные значения контактных напряжений и соответствующих значений изгибных деформаций. Полученные проектные решения позволили определить рациональные значения количества зубьев шестерни и зубчатого колеса, предварительные расчетные параметры модуля зубчатой передачи. Ширина венца шестерен и зубчатых колес ступеней была оптимизирована, и определены передаточные числа в соответствии с приведенной целевой функцией и конструктивных ограничений.

Вместе с тем, как было отмечено выше, задача оптимизации конструкции двухступенчатого редуктора имеет многокритериальную природу. В работе [10] представлена процедура оптимального проектирования многоступенчатой зубчатой передачи на основе следующих критериев эффективности: а) критерий минимизации массы, следовательно, и габаритов редуктора; б) критерий минимизации приведенного момента инерции; в) критерий максимальной эффективности; г) критерий максимального ускорения и др. Авторы рассматривают пары конкурирующих между собой критериев, и предлагают процедуру поиска компромиссных решений. Необходимо отметить, что в приведенных выше работах рассматриваются известные

конструктивные варианты редукторов и недостаточное внимание уделяется поиску новых конструктивных вариантов реализации, которые могут одновременно характеризоваться минимальными габаритами (массой) и повысить параметры работоспособности по условию контактной прочности.

**Постановка задачи.** Совершенствование конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора на основе поиска рациональной схемы и оптимального соотношения передаточных чисел реализующих вариант минимальных габаритов и повышенной работоспособности.

#### КОНСТРУКЦИЯ МОДИФИЦИРОВАННОГО РЕДУКТОРА

В данной работе предлагается конструкция соосного двухступенчатого редуктора, защищенная патентным решением [8].

В модифицированном двухступенчатом соосном редукторе [8], рис. 1, каждая ступень состоит из трех звеньев. Первая (быстроходная) ступень этого редуктора образована из одной шестерни (1) и двух зубчатых колес ( $2_a, 2_b$ ), то есть, представляет собой трехзвенное зацепления ( $2_a \leftarrow 1 \rightarrow 2_b$ ). Вторая (тихоходная) ступень, состоящая из двух шестерен ( $1_a, 1_b$ ) и одного зубчатого колеса (2) – это трехзвенное зацепление ( $1_a \rightarrow 2 \leftarrow 1_b$ ). При такой конструкции редуктора поток мощности на первой ступени раздвигается от одного вала I на два вала II<sub>a</sub> и II<sub>b</sub>, создавая на них крутящие моменты

$$T_{IIa} = T_{IIb} \approx T_I \cdot U_h / 2,$$

где  $U_h$  – передаточное число быстроходной ступени; величиной КПД пренебрегаем.

Далее, эти крутящие моменты с шестерен  $1_a$  и  $1_b$  тихоходной ступени передаются на колесо 2, создавая на валу III крутящий момент

$$T_{III} \approx (T_{IIa} + T_{IIb}) \cdot U_I \approx T_I \cdot U_h \cdot U_I,$$

где  $U_I$  – передаточное число тихоходной ступени. Здесь, как и в быстроходной ступени, величиной КПД пренебрегаем.

В результате, от вала I к валу III передается такой же по величине крутящий момент  $T_{III}$ , как и в традиционном двухступенчатом соосном редукторе [1]. По величине  $T_{III}$  в нем ведутся проектный и проверочный расчеты тихоходной ступени на контактную выносливость зубьев.

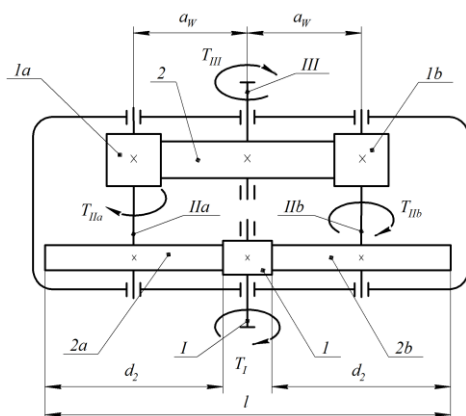


Рис. 1. Кинематическая схема модифицированного двухступенчатого соосного редуктора

Однако в модифицированном редукторе эти расчеты следует выполнять по величине  $T_{III} / 2$ , так как трехзвенное зацепление ( $1_a \rightarrow 2 \leftarrow 1_b$ ) подводит крутящий момент  $T_{III}$  к колесу с двух сторон – по  $T_{III} / 2$  с каждой стороны. Результатом этого будет снижение межосевого расстояния передач модифицированного двухступенчатого соосного редуктора в сравнении с его традиционным аналогом при одинаковой внешней нагрузке.

#### РАЗБИЕНИЕ ОБЩЕГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ПО СТУПЕНЯМ

Существующие рекомендации по разбивке общего передаточного числа  $U$  [12–14] существующих редукторов двухступенчатого типа по ступеням не вполне применимы для модифицированного двухступенчатого соосного редуктора, так как они не учитывают его конструктивные особенности. В основу предлагаемого способа разбивки  $U$  по ступеням данного редуктора положено условие минимизации его длины:  $l = l_{MIN}$ , как наибольшего из габаритных размеров, рис. 1.

Решение поставленной задачи ведем методом Лагранжа, [15, 16]. Параметр  $l$  здесь является целевой функцией.

Из рис. 1 следует, что

$$l = 2 \cdot \left( a_w + \frac{d_{2h}}{2} \right) = 2 \cdot a_w + d_{2h}.$$

В данном расчете в качестве размера  $l$  принимается условная длина редуктора, рис. 1, которая учитывает только диаметральные размеры звеньев быстроходной ступени модифицированного редуктора.

Параметры передач – межосевое расстояние  $a_w$  и делительный диаметр колеса быстроходной ступени  $d_{2h}$ , которые составляют искомый размер  $l$ , определяется по критерию контактной выносливости зубьев, [17–20].

$$a_w = C_a \cdot \frac{U_I + 1}{U_I^{2/3}}; \quad d_{2h} = \frac{2 \cdot a_w \cdot U_h}{U_h + 1} = 2 \cdot C_a \cdot \frac{U_I + 1}{U_I^{2/3}} \cdot \frac{U_h}{U_h + 1},$$

$$\text{здесь } C_a = 430 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_{III} / 2}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2}} = const;$$

$K_H, T_{III}, \psi_{ba}, [\sigma_H]$  – параметры передачи, используемые в существующей методике расчета зубьев на контактную выносливость, [17].

В результате целевая функция принимает вид:

$$l = l(U_h, U_I) = 2 \cdot C_a \cdot \frac{U_I + 1}{U_I^{2/3}} \cdot \frac{2 \cdot U_h + 1}{U_h + 1} \quad (1)$$

Функция Лагранжа:

$$L = L(U_h, U_I) = l + \lambda \cdot g = 2 \cdot C_a \cdot \frac{U_I + 1}{U_I^{2/3}} \cdot \frac{2 \cdot U_h + 1}{U_h + 1} + \lambda \cdot (U - U_h \cdot U_I) \quad (2)$$

здесь  $\lambda$  – константа;  $g = g(U_h, U_I) = U - U_h \cdot U_I = 0$  – функция связи варьируемых параметров  $U_h$  и  $U_I$ .

Значения  $U_h$  и  $U_I$ , соответствующие экстремуму функции (2) находятся из системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{\partial L}{\partial U_h} = \frac{\partial l}{\partial U_h} + \lambda \cdot \frac{\partial g}{\partial U_h} = 2 \cdot C_a \cdot \frac{U_l + 1}{U_l^{2/3} \cdot (U_h + 1)^2} - \\ - \lambda \cdot U_l = 0; \\ \frac{\partial L}{\partial U_l} = \frac{\partial l}{\partial U_l} + \lambda \cdot \frac{\partial g}{\partial U_l} = 2 \cdot C_a \cdot \frac{2 \cdot U_h + 1}{U_h + 1} \cdot \frac{U_l - 2}{3 \cdot U_l^{5/3}} - \\ - \lambda \cdot U_h = 0; \\ \frac{\partial L}{\partial \lambda} = g = U - U_h \cdot U_l = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Решение системы уравнений (3) относительно  $U_h$  и  $U_l$ , с учетом соотношения  $U_l = U / U_h$  сводится к кубическому уравнению:

$$(2 \cdot U_h + 1) \cdot (U - 2 \cdot U_h) \cdot (U_h + 1) - 3 \cdot U_h \cdot (U + U_h) = 0 \quad (4)$$

Численный расчет уравнения (4), приведенный в таблице, показывает, что минимизация длины редуктора  $l$  возможна до значений  $U \approx (18 \div 19)$ , при которых передаточные числа  $U_h$  и  $U_l$  не превосходят рекомендуемые максимумы для закрытых цилиндрических передач  $\approx (6 \div 6,5)$ , [21]. Обеспечить необходимое условие  $l = l_{MIN}$  для  $U > 19$  возможно лишь при  $U_h \geq 7$ , что не рекомендуется.

Таблица 1

Экспериментальные значения разбиения  $U$

$U$	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
$U_h$	2,00	2,37	2,82	3,29	3,77	4,25	4,74	5,23	5,73	6,22
$U_l$	4,00	3,80	3,55	3,35	3,19	3,06	2,95	2,87	2,79	2,73

Значения  $U_l$  здесь определялись из функции связи варьируемых параметров:  $U_l = U / U_h$ .

Для удобства практических расчетов табулированная зависимость  $U_h = U_h(U)$  аппроксимирована степенной функцией:

$$U_h \approx 0,093 \cdot U^{1,48} \quad (5)$$

Погрешность аппроксимации не превосходит 2,5%.

Наличие экстремума у целевой функции (1) иллюстрируется графиками, представленными на рис. 2.

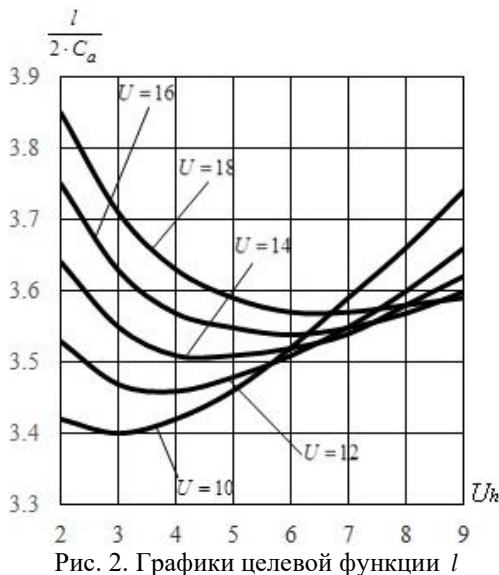


Рис. 2. Графики целевой функции  $l$

Одним из основных факторов, влияющих на эффективность функционирования, является выбор соотношения передаточных чисел на различных ступенях редуктора. Так как задача поиска рационального варианта двухступенчатого редуктора является многовариантной, то проектировщики сталкиваются с проблемой поиска компромиссного варианта. Так для определения соотношения передаточных чисел необходимо учитывать, что по критерию максимального ускорения реализуемого редуктором выбор будет связан с вариантом монотонно возрастающих передаточных чисел ступеней от двигателя к исполнительному органу.

Диаметрально противоположная ситуация характерна для минимизации массы и габаритов. Здесь необходимо выбирать вариант с монотонно убывающими передаточными отношениями. Такая ситуация наиболее актуальна, когда число ступеней редуктора мало, в частности для двухступенчатого редуктора. Поиск компромиссного решения связан с анализом специфики функционирования агрегатов, в состав которых входит рассматриваемый редуктор. Это, прежде всего ранжирование критериев по коэффициенту значимости (вес критерия) и определения величины уступки по каждому из частных критериев.

При выборе компромиссного варианта следует учитывать и проблему повышения работоспособности за счет понижения уровня контактных напряжений. Большим резервом в этом плане является поиск новых конструктивных реализаций, одна из которых представлена в данной статье.

ВЫВОДЫ

В данной работе представлена новая конструктивная модификация двухступенчатого соосного редуктора (защищенная патентным решением), основной идеей которой является применение в каждой ступени редуктора цилиндрических передач с раздвоенными потоками мощности. Предложена процедура разбиения общего передаточного числа  $U$  модифицированного двухступенчатого редуктора по ступеням с учетом его конструктивных особенностей на базе аналитического исследования методом Лагранжа. В основу предлагаемого способа разбиения  $U$  по ступеням данного редуктора положено условие минимизации его длины как наибольшего из габаритных размеров. Построены графики целевой функции (минимизации длины редуктора) в наиболее распространенном диапазоне изменения общего передаточного числа  $U = 10 \dots 18$ . Эта особенность конструкции модифицированного двухступенчатого соосного редуктора приводит, во-первых, к снижению нагрузки на зубья и, во-вторых, к уменьшению межосевого расстояния, а в конечном итоге – к уменьшению материалоемкости проектируемого редуктора в сравнении с используемыми в настоящее время соосными редукторами при прочих равных условиях

ЛИТЕРАТУРА

1. ГОСТ 20373-94. Межгосударственный стандарт. Редукторы и мотор-редукторы. Варианты. – М.: ИПК Изд-во Стандартов, 1996. – 9 с.

2. Машиностроение. Энциклопедия: В 40 т. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка / Под общ. ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.
3. Иванов К.Я. Зубчатые двухступенчатые редукторы. Выбор оптимальной схемы / К.Я. Иванов, Н.И. Галибей // Вестник СибГУ им. М.Ф. Решетова, 2010 – вып. 1(27),. – С. 45–49.
4. Tudose L. Optimal design of two stage gear reducer using two-phase evolutionary algorithm / L. Tudose, O. Buiga, D. Jucan, C. Stefanache // Internet Journal of Mechanics. – 2008. – vol. 2, is. 3. – P. 55–66.
5. Sundhararajan M. Based on ANSYS crown tapered rolling bearings dynamic simulation analysis / M. Sundhararajan, X.-Z Gao, H.V. Nejad // J. of Intelligent & Fuzzy System. – 2018. – vol. 34, no. 2. – P. 1121–1131.
6. Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O. Geometric Aspects of Modifications of Tapered Roller Bearings. Procedia Engineering, 150, 1107–1112 (2016) <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.221>.
7. Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O. Gear Clutch with Modified Tooth Profiles. Procedia Engineering, 206, 979–984 (2017) <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.581>
8. Shevchenko S., Mukhovaty A., Krol O. Gear Transmission with Conic Axoid on Parallel Axes. Proceeding of the 5<sup>th</sup> International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), Lecture Notes in Mechanical Engineering, [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22041-9_1)
9. Patel N. Design and Optimization of 2-Stage Reduction Gearbox / N. Patel, T. Gupta, A. Wankhede, V. Wakudkar // International Journal of Engineering Development and Research. – 2017. – vol. 5, is. 2. – P. 541–552. <https://doi.org/10.3233/IJES-169406>
10. Bartlett H.L. (2018) On the design of power gear trains: Insight regarding number of stages and their respective ratios / H.L. Bartlett, B.E. Lawson, M. Goldfarb // PLoS ONE 13(6): e0198048. <https://doi.org/10.1371/journal.pone.0198048>.
11. Шевченко С.В., Муховатий О.А., Кроль О.С. Двоступеневий співвісний редуктор // Патент Україна № 135044. 2019. Бюл. № 11.
12. Кроль О.С. Проектування металорізальних верстатів у середовищі АРМ WinMachine // О.С. Кроль, С.В. Шевченко, В.І. Соколов. – Луганськ: СЛУ ім. В. Даля, 2011. – 388 с.
13. Кроль О.С. Проектування механічних передач металорізальних верстатів за допомогою системи WinMachine: Навчальний посібник // О.С. Кроль, С.В. Шевченко, О.В. Сіндєєва, М.І. Покінтелиця. – Луганськ: Вид-во СЛУ ім. В. Даля, 2007. – 200 с.
14. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
15. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1970.–720 с.
16. Моисеев Н.Н. Методы оптимизации. – М.: Наука, 1978. – 351 с.
17. Шевченко С.В. Детали машин. Расчеты, конструирование, задачи. Киев: изд-во Кондор, 2008. – 492 с.
18. Чернавский С. А. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С.Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
19. Решетов Д.Н. Расчет деталей машин на ЭВМ. Учебное пособие/Д.Н. Решетов, С.А. Шувалов, В.Д. Дудко и др.; Под ред. Д.Н. Решетова и С.А. Шувалова. – М.: Высш.шк., 1985. – 368 с.
20. Жуков К. П. Расчет и проектирование деталей машин: Учебн. пособие для студ. машиностроит. вузов / К. П. Жуков, А. К. Кузнецова, С. И. Масленникова и др.; Под ред. Г. Б. Столбина и К. П. Жукова. – М.: Высш. школа, 1978.– 247 с.
21. Межгосударственный стандарт. Редукторы цилиндрические. Параметры. М.: ИПК Изд-во Стандартов. ГОСТ 25301-95, 2000. – 5 с.

## Modification of Two-Stage Coaxial Gearbox

Shevchenko S.V., Mukhovaty A.A.  
Volodymyr Dahl Lugansk National University  
Lugansk, Ukraine

Krol O.S.  
Volodymyr Dahl East Ukrainian National University  
Severodonetsk, Ukraine  
krolos.snu.edu@gmail.com

**Abstract.** The results of a study of the effect of the breakdown of the total gear ratio of a modified two-stage coaxial gearbox in steps on its maximum overall size are presented. The design modification of this gearbox is based on the use of cylindrical gears with forked power flows in both its stages. It is shown that, in comparison with the traditional analogue of this type of gearbox, the modified version will have a shorter center distance. Minimization of the overall length of the modified gearbox is made for a two-parameter function of the total gear ratio of the gearbox using the Lagrange method. The results obtained are presented in tabular form and are also approximated by a power function. Limitations on the applicability of the proposed method for splitting the gear ratio of the gearbox are given. Gearboxes with this modification have a lower material consumption in comparison

with gearboxes of this type, *ceteris paribus* втор должен представить авторское резюме (аннотацию) на английском языке. В тексте резюме на английском языке следует применять терминологию, характерную для иностранных специальных текстов. Следует избегать употребления терминов, являющихся прямой калькой русскоязычных терминов. Необходимо соблюдать единство терминологии в пределах резюме.

**Keywords:** Gear, step, gear ratio, three-link gear, torque, Lagrange function, minimization of length.

# Моделирование конструкции червячной передачи с беззазорным зацеплением

Кроль О. С.

Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля  
Северодонецк, Украина  
krolos.snu.edu@gmail.com

**Аннотация.** В статье рассматриваются вопросы исследования поворотного стола металлорежущего станка сверлильно-фрезерно-расточного типа с беззазорной червячной передачей. Обосновывается утверждение: эффективности механизма компенсации зазора в процессе эксплуатации за счет смещения червяка в направлении параллельном оси червячного колеса. Исследуются явления: возникающие в зацеплении червячной передачи в условиях реверсивного движения стола. Анализируются концепция повышения эффективности процессов механической обработки за счет постоянного беззазорного контакта червяка и червячного колеса. Автор приходит к выводу, что использование скользящих опор позволит сократить время подналадки станочного оборудования и повысить производительность процесса производства корпусных деталей. Особое внимание уделяется вопросам экспериментального компонента исследования предлагаемой конструкции поворотного стола. Обосновывается предположение о возможности сохранения точностных характеристик обрабатываемого изделия в процессе изнашивания контактных поверхностей элементов червячной передачи.

**Ключевые слова:** поворотный стол, металлорежущий станок, беззазорная червячная передача, 3D модель, скользящие опоры.

## ВВЕДЕНИЕ

В станках с ЧПУ широко применяют различные механизмы периодического поворота с последующей фиксацией положения поворачиваемых узлов [1–3]. Эти механизмы улучшают эксплуатационные возможности и производительность станков, обеспечивают сложную траекторию перемещения инструмента, повышают качество деталей. В качестве основной механической передачи используется червячная передача. Вопросы геометрии, кинематики, прочности червячных передач с цилиндрическим червяком нашли отражения в многочисленных публикациях. Так, в работах [4, 5] изложены общие вопросы геометрии и кинематики червячных передач.

Однако указанные исследования относились к червячным передачам с регламентированными боковыми и радиальными зазорами в зацеплении. В настоящей статье изложены некоторые результаты исследования беззазорной червячной передачи применительно к поворотным столам металлорежущим станкам, где требуется синхронизация вращений червяка и колеса, в том числе, при реверсировании.

В реверсивных механизмах станков и станочных комплексов, применение классических механических

передач, таких как червячная передача, затруднено в связи с проблемой строгой синхронизации вращений приводного и ведущего валов. Такая ситуация возникает во время реверсивного движения червяка, когда ведомое червячное колесо будет неподвижно в течение определенного периода времени. Несогласованность движения червячного колеса связано с наличием зазоров в зацеплении. Рассогласование вращений элементов червячной передачи вызывает неточность позиционирования формообразующих узлов станка. В практике станкостроения используются различные проектные решения. Наиболее распространенным является разработка беззазорной червячной передачи. Анализируя методы реализации беззазорного зацепления можно выделить два подхода: первый связан с поиском новой технологии производства элементов червячной передачи; второй связан с использованием специальных устройств для компенсации зазоров в червячном зацеплении [6–8]. Проблемы, присутствующие этим двум подходам связаны с усложнением, как процесса производства, так и конструкции беззазорного червячного зацепления.

В работе [6] проведено масштабное исследование использования различных конструктивных вариантов разработки четырех- и пятикоординатных поворотных столов небольшого размера (диаметром до 100 мм). Наиболее перспективными, по мнению авторов, являются конструкции, реализующие компенсацию зазора в червячной передаче (“Anti-Backlash Gears” [9]). Этот способ предполагает использование механизма подналадки с использованием регулировочных винтов для компенсации бокового зазора между червяком и червячным колесом. В качестве альтернативного варианта рассматривается способ подпружиненного червячного зацепления (“Spring Loaded Gear Mesh”). Именно вариант с предварительно нагруженной пружинной используется в новой конструкции 5-координатного малогабаритного поворотного стола для вертикального обрабатывающего центра модели Naas OM-2.

В работе [7] предложен новый приводной механизм в конструкции поворотного стола. Он основан на нетрадиционном роliko-кулачковом механизме и состоит из глобоидального кулачка, имеющего уникальный профиль и специального роlikoвого механизма. В качестве особенности автор отмечает возможность создания безлюфтового зацепления за счет использования предварительного натяга на уровне сборки рассматриваемой конструкции. Такого рода роliko-кулачковые механизмы могут служить приводным

устройством в поворотных столах различных габаритах от 100 до 1500 мм. Вместе с тем при больших нагрузках во время износа элементов поворотного механизма необходима компенсация боковых зазоров в зоне зацепления. Этим вопросам в статье не уделено должного внимания.

В работе [8] рассматриваются проблемы диагностики станков с ЧПУ и точности измерений с помощью лазерных интерферометрических измерительных систем. Дана оценка различных видов погрешностей, связанных с основными формообразующими движениями. Показана большая доля погрешностей, связанных с повторяемостью размеров в процессе эксплуатации станков. В качестве одного из генераторов погрешности рассматривается степень изнашивания приводных механизмов станков.

Анализ вышеприведенных работ показывает, что проблема создания безлюфтового червячного зацепления является актуальной не только на этапах ввода в эксплуатацию нового оборудования, но и в процессе функционирования. В процессе эксплуатации происходит изнашивание контактирующих поверхностей элементов червячного зацепления, а, следовательно, и изменяется величина бокового зазора. Из этого следует необходимость компенсировать появившийся зазор в режиме реального времени без существенной потери производительности и точности.

*Постановка задачи.* Разработать новый подход к созданию механизма компенсации зазора в червячном зацеплении поворотного стола станка и провести исследование работоспособности такой конструкции.

### 3D МОДЕЛИРОВАНИЕ ПОВОРОТНОГО СТОЛА С БЕЗЗАЗОРНОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕЙ

В качестве объекта проектирования рассмотрим поворотный стол станков с ЧПУ сверлильно-фрезерно-расточного типа [10–12]. Станок имеет круглый поворотный стол, позволяющий вести обработку более чем с четырех сторон. Стол может быть переведен на заднюю часть станины под смену заготовки с помощью самостоятельного манипулятора. Стол поворотный управляемый выполнен в виде самостоятельного узла, устанавливаемого на столе станка в двух положениях с вертикальной и горизонтальной осью, в зависимости от расположения обрабатываемой поверхности. Для решения задачи компенсации зазора в червячном зацеплении в процессе функционирования станка проведена модернизация известной конструкции. Основной идеей модернизации является изменение конструкции опор червяка вводом, так называемой скользящей опоры, которое защищено соответствующим патентным решением [13]. Для реализации этой идеи предложена конструкция подшипниковых узлов вала червяка, которые закреплены в скользящих опорах с возможностью передвижения их в своих корпусах в вертикальном направлении.

Разработанная 3D модель скользящей опоры червячной передачи представлена на рис.1.

Механизм создания беззазорного зацепления предполагает смещение вала червяка 1 совместно со скользящими опорами 3 и 5 под действием собственного

веса вниз, что приводит к уменьшению зазоров в зацеплении с червячным колесом 2. При смещении червяка 1 круговая сила направлена вниз, при этом зазоры в червячном зацеплении будут стремиться к нулю за счет собственного веса вала червяка 1. При реверсе, когда круговая сила направлена вверх, то смещение червяка 1 происходит в этом же направлении. Появлению зазоров в зацеплении препятствуют пружины сжатия 7, установленные в стаканах опор 8, закрепленных на корпусах 4 и 6 скользящих опор 3 и 5.

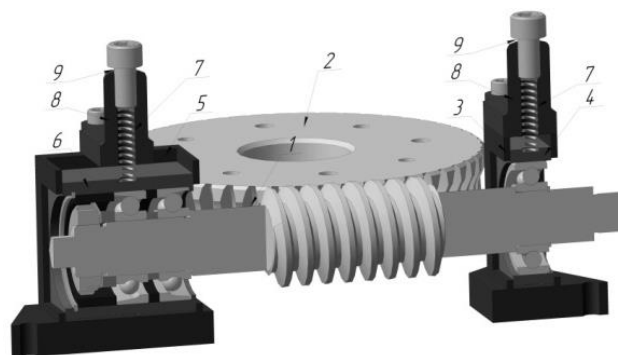


Рис. 1. Скользящие опоры червяка

С помощью пружины сжатия 7, установленных в стаканах 8 происходит компенсация зазоров в зацеплении.

В интегрированной САПР КОМПАС-3D построена трехмерная модель модернизированного поворотного стола станка с ЧПУ (рис. 2), включающая механизм создания беззазорного зацепления. В процессе построения модели использовано специализированное приложение КОМПАС “Валы и механические передачи 3D”

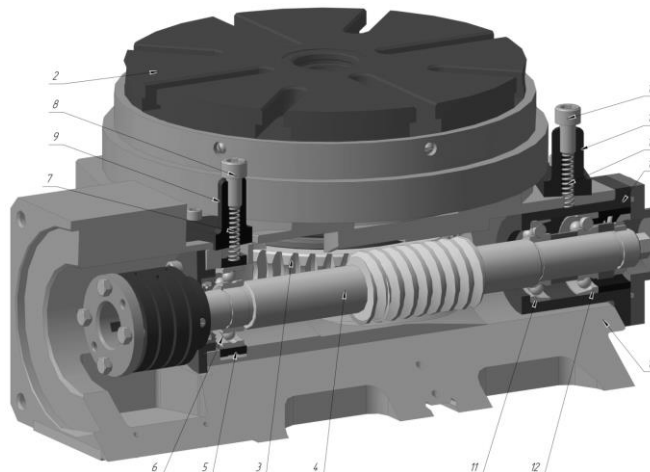


Рис. 2. 3D модель поворотного стола

Приводным механизмов поворотного стола является червячная передача 3-4, которая монтируется в корпусе 1, и передает вращение от высокомоментного двигателя на исполнительный орган – планшайбу стола 2. Крепление деталей к столу осуществляется на Т-образной прорези. Изменение рабочих скоростей рабочей поверхности стола поворотного стола производится с плавностью в пределах от 0,1 до 3,5 мин<sup>-1</sup>, скорость смещения составляет 6,5 мин<sup>-1</sup>. Планшайба 2 поворотного стола жестко соединена с червячным зацеплением 3-4. Скользящая левая опора 5

червяка 4 с радиальным шарикоподшипником 6 установлена в корпусе 1 и поджимается пружиной 7, которая фиксируется винтом 8, ввинченным в стойку 9. Скользящая правая опора червяка 4 выполнена в виде цилиндрического стакана 10 в овальном отверстии корпуса 1 для двух радиально-упорных шарикоподшипников 11 и 12. Она поджимается пружиной 13 и фиксируется винтом 14, который ввинчен в стойку 15. На двух противоположных сторонах левой опоры 5 имеются продольные выступления треугольного профиля, входящих в продольные впадины такого же профиля в корпусе 1 поворотного стола, что позволяет левой опоре 5 червяка 4 скользить в вертикальном направлении относительно недвижимого корпуса 1.

#### СОЗДАНИЕ БЕЗЗАЗОРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Обнуление бокового зазора при зацеплении червячного зуба (рис. 3) возможно за счет смещения червяка в направлении червячного колеса, параллельного оси [10].

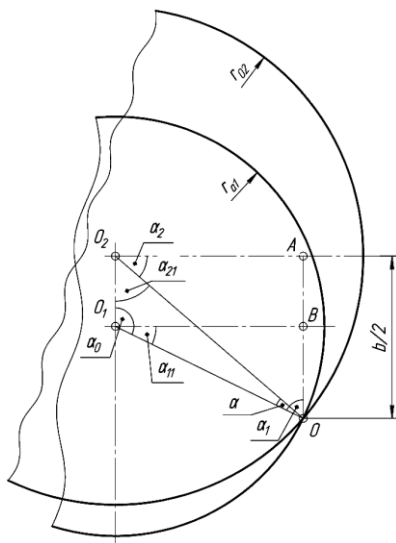


Рис. 3. Геометрия смещения червяка

Овальное отверстие в корпусе 1 представляет собой два полуцилиндра радиусом  $r = D_r/2$ , ( $D_r$  – наружный диаметр стакана 10) со смещенными центрами. Радиус вершин витков червяка  $r_{e1}$  ( $r_{a1}$ ) зависит от модуля зацепления  $m$ , коэффициент диаметра червяка  $q$  и составляет  $r_{e1} = m \cdot (q + 2)/2$ . В свою очередь радиус вершин зубьев червячного колеса в осевом сечении  $r_{e2}$  ( $r_{a2}$ ) отличается от  $r_{e1}$  на величину  $0,2 \cdot m$ . Угловая мера смещения  $\alpha$  определяется из треугольника  $OO_1O_2$  с учетом ширины зубчатого венца  $b_2$ . В этом случае величина смещения червяка  $\Delta = AB$  (рис. 3) определяется в соответствии с формулой (1)

$$\Delta = k \cdot \sqrt{r_{e1}^2 + r_{e2}^2 - 2 \cdot r_{e1} \cdot r_{e2} \cdot \cos \alpha}, \quad (1)$$

где поправочный коэффициент  $k$  принимает значение в диапазоне  $1,5 \dots 2,0$  и учитывает изменение номинального зазора при износе витков червяка и колеса.

Величина смещения  $\Delta$  оси червяка 4 относительно средней плоскости червячного колеса 3 определена

значением номинального зазора в зацеплении червячной передачи любого типа со стандартными параметрами, при котором эти зазоры обнуляются.

Таким образом, цилиндрический стакан 10 (рис. 2) вставлен в овальное отверстие корпуса 1 поворотного стола, является опорой, скользит, двух радиально-упорных шарикоподшипников 11 и 12, установленных на правом конце вала червяка 4. В результате обе опоры вала червяка 4 есть скользящими и позволяют перемещаться ему в вертикальной плоскости вниз до полной выборки зазоров между витками червяка 4 и зубами червячного колеса 3, что делает зацепление беззазорным.

Компенсация зазора предполагает, что червяк должен находиться в смещенном положении при любом направлении окружной силы на червяке  $F_{t1}$ . При действии  $F_{t1}$  вниз вес вала червяка в сборе  $G$  суммируется с  $F_{t1}$  и появление зазоров в зацеплении исключено. Если же  $F_{t1}$  будет направлена в противоположном направлении, то при  $F_{t1} > G$  червяк сместится вверх, что приведет к появлению зазоров в зацеплении. Для предотвращения перемещения червяка вверх в корпусе скользящих опор вала червяка установлены пружины сжатия 13 (рис. 2), препятствующие этому перемещению. Потребная сила сжатия пружин  $F_{req}$  рассчитывается из условия равновесия системы сил и составляет  $F_{req} \geq (F_{t1} - G)/2$ , в смещенном положении при действии внешних нагрузок. Появление зазоров в зацеплении приведет к нарушению точности синхронизации вращения червяка.

#### РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ БЕЗЗАЗОРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Для определения смещения червяка  $\Delta$ , обеспечивающее беззазорное зацепление с колесом, а также потребной силы сжатия пружин в скользящих опорах червяка для разнонаправленных  $F_{t1}$  и  $G$  рассмотрим вариант червячной передачи, используемый в приводе стола металлорежущего станка СВМ1Ф4 [14, 15].

Вращение стола осуществляется червячной передачей с параметрами: межосевое расстояние  $a_w = 98$  мм; модуль зацепления  $m = 3,15$  мм; коэффициент диаметра червяка  $q = 12,5$  (рассчитывается в зависимости от числа зубьев червячного колеса  $z_2$  и выбирается из стандартного ряда); отношение числа витков червяка  $z_1$  к числу зубьев червячного колеса  $z_1/z_2 = 1/50$ ; ширина зубчатого венца  $b_2 = 34$  мм.

Смещение вала червяка  $\Delta$  (рис. 3) определяется по формуле (1)

$$r_{e1} = 0,5 \cdot m \cdot (q + 2) = 0,5 \cdot 3,15 \cdot (12,5 + 2) = 22,84 \text{ мм};$$

$$r_{e2} = m \cdot [0,5 \cdot (q + 2) + 0,2] = 3,15 \cdot [0,5 \cdot (12,5 + 2) + 0,2] = 23,47 \text{ мм}.$$

Углы  $\alpha_i$  образованные при смещении центра червяка определяются в соответствии со следующими зависимостями:



$$\alpha_2 = \arcsin\left(\frac{b_2/2}{r_{e2}}\right) = \arcsin\left(\frac{34/2}{23,47}\right) = 46,42^\circ;$$

$$\alpha_1 = \arcsin\left[\frac{\sqrt{r_{e2}^2 - (b_2/2)^2}}{r_{e1}}\right] = \arcsin\left[\frac{\sqrt{23,47^2 - (34/2)^2}}{22,84}\right] = 45,1^\circ$$

$$\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 - \pi/2 = 45,1^\circ + 46,42^\circ - 180^\circ/2 = 1,52^\circ.$$

Смещение червяка  $\Delta$  численно равно

$$\Delta = \sqrt{r_{e1}^2 + r_{e2}^2 - 2 \cdot r_{e1} \cdot r_{e2} \cdot \cos\alpha} =$$

$$= \sqrt{22,84^2 + 23,47^2 - 2 \cdot 22,84 \cdot 23,47 \cdot \cos 1,52^\circ} \approx 0,88 \text{ мм.}$$

Рассчитаем требуемую силу пружины  $F_{req}$  с учетом веса червяка  $G \approx 47 \text{ Н}$  для двух граничных значений частоты вращения червяка:  $n_1 = 400 \text{ мин}^{-1}$ ;  $2000 \text{ мин}^{-1}$  и соответствующие им крутящие моменты  $T_2 = 745 \dots 194 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . При этом делительные диаметры будут равны

$$d_1 = m \cdot q = 3,15 \cdot 12,5 = 39,38 \text{ мм};$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3,15 \cdot 50 = 157,5 \text{ мм.}$$

Соответственно скорости скольжения  $V_S$  червяка, м/с:

$$V_S = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60000 = \begin{cases} 3,14 \cdot 39,38 \cdot 400 / 60000 \approx 0,82; \\ 3,14 \cdot 39,38 \cdot 2000 / 60000 \approx 4,13. \end{cases}$$

Делительный угол подъема витков червяка  $\gamma = \arctg(z_1/q) = \arctg(1/12,5) = 4,57^\circ$  и приведенный угол трения в зацеплении  $\phi' \approx 1^\circ 39'$ ;  $3^\circ 18'$  (табличное

значение [16, 17]). Приближенный расчет КПД показал:  $\eta \approx 0,573$ ;  $0,731$ .

Потребную силу пружины  $F_{req}$  определим по вышеприведенной зависимости:  $F_{req} \geq (F_{t1} - G)/2$ , после преобразования получим

$$F_{req} \geq T_2 \cdot \frac{\text{tg}(\gamma + \phi')}{d_2 \cdot \eta} - \frac{G}{2} =$$

$$\begin{cases} 745 \cdot \text{tg} 4^\circ 34' / (0,16 \cdot 0,57) - 47/2 \approx 637 \text{ Н} \rightarrow \text{для } n_1 = 400 \text{ мин}^{-1}; \\ 194 \cdot \text{tg} 4^\circ 34' / (0,16 \cdot 0,73) - 47/2 \approx 112 \text{ Н} \rightarrow \text{для } n_1 = 2000 \text{ мин}^{-1}. \end{cases}$$

При таких значениях  $\Delta$  и  $F_{req}$  червячная передача привода поворотного стола станка СВМ1Ф4 будет безазорной, что положительно скажется на точности позиционирования стола и, как следствие, на качестве обрабатываемых деталей.

#### ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ В САПР АРМ WINMACHINE

Расширенный проектировочный расчет червячной передачи осуществим в модуле проектирования механических передач вращения АРМ Trans [18, 19]. При заданной внешней нагрузке, материале червяка и колеса, типе термообработки определим основные геометрические параметры передачи, силы, действующие в ней, параметры контроля положения боковых поверхностей, а также допуски и посадки в зацеплении. (рис. 4).

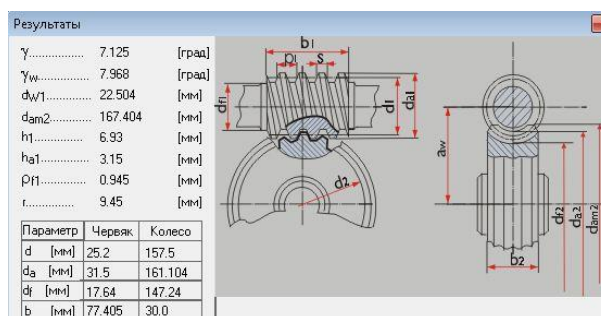
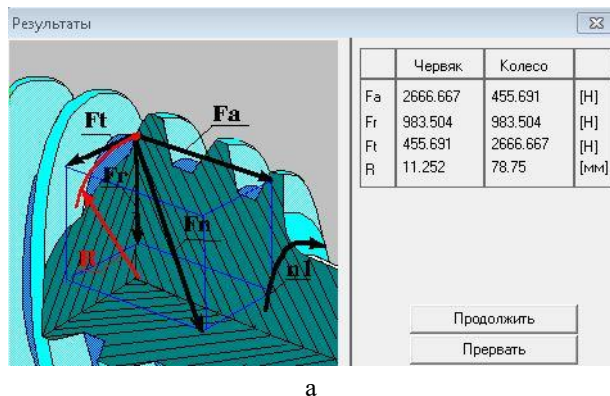


Рис.4. Результаты расчета червячной передачи в АРМ Trans: а – силы в зацеплении; б – геометрические параметры

Для более полного описания вида, приложенной к ней нагрузки и напряженно-деформированного состояния конструкции используется метод конечных элементов. Для этого предназначена система прочностного конечно-элементного анализа АРМ FEM, интегрированная с системой трехмерного моделирования КОМПАС-3D [16, 17]. АРМ FEM является составной частью единой среды проектирования и анализа с использованием ассоциативной геометрической модели, единой библиотеки материалов и общего с КОМПАС-3D интерфейса.

Для изучения свойств конструкции червячной передачи средствами АРМ FEM [20, 21] построена конечно-элементная сетка с числом конечных элементов порядка 11515 и числом узлов стержней более чем 3000.

Так как в конструкции червячной передачи имеются поперечные сечения, размеры которых соизмеримы с размерами самого конечного элемента, то воспользуемся возможностью АРМ для изменения параметров разбиения, т.е. генерировать неравномерную сетку, обеспечивающую более точное вписывание конечных элементов в сложное поперечное сечение.

В системе АРМ WinMachine [18], в качестве конечного элемента – используется стержень, каждый из двух узлов которого имеет 6 степеней свободы. Конечные элементы взаимодействуют друг с другом через их узлы в соответствии с формируемой матрицей жесткости, которая приводится к системе алгебраических уравнений, описывающей как отдельный конечный элемент, так и проектируемую конструкцию в целом. Общее решение полученных систем уравнений обеспечивает процедуру

построения полей перемещений (рис. 5, а) и полей напряжений (рис. 5, б), которые будут описывать характеристики каждого конечного элемента модели. Для учета изменения нагрузки в процессе реверсирования используется опция «Комбинация загрузок» [18], когда требуется включить внешние силовые факторы из нескольких загрузок. Комбинация формируется из уже имеющихся загрузок, причем каждое из них имеет весовой коэффициент, на который будут умножены значения всех находящихся в этом нагружении силовых

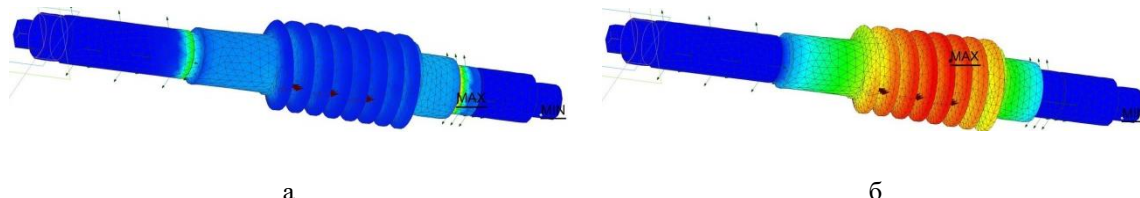


Рис.5. Результаты FEM-анализа червяка: а – поля напряжений; б – поля перемещений

Величина эквивалентных напряжений в сечениях конструкции червяка рассчитываются в соответствии с гипотезой Мизеса (энергетическая теория прочности). Полученная в результате расчета максимальная величина напряжения позволяет сделать вывод об отсутствии пластических деформаций в рассматриваемом червяке и оценить коэффициент запаса по статической прочности. Так, контактные напряжения в зоне зацепления (рис.4, б) мало отличаются от расчетных (по традиционной методике [16]) и составляют порядка 170 МПа при фактическом крутящем моменте на червячном колесе  $T_2 = 2352 \text{ Н}\cdot\text{м}$ . Таким образом, условие контактной выносливости выполняется. Аналогичная ситуация характерна для выполнения условия допустимой изгибной выносливости. При делительном угле подъема витков червяка  $\gamma_w = 4,57^\circ$ , эквивалентное число зубьев червячного колеса  $z_{v2}$  принимает значение  $z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w \approx 50$ . С учетом табличного коэффициента формы зубьев  $Y_F = 1,64$  [17] значение изгибного напряжения составляет 28,4 МПа, что подтверждает критерий работоспособности ( $[\sigma_F] = 171 \text{ МПа}$ ). Проверочный расчет при кратковременных нагрузках показал работоспособность по критериям максимального контактного напряжения и максимального напряжения изгиба.

#### ВЫВОДЫ

1. Проведено комплексное исследование конструкции поворотного стола специализированного вертикального многоцелевого станка с ЧПУ модели СВМ1F4 с использованием процедур 3D-моделирования в САПР КОМПАС и инженерного анализа конструкции методом конечных элементов в САПР APM WinMachine.
2. Построена 3D-модель поворотного стола с беззазорной червячной передачей, дающая реальное представление о конструкции стола. Проект поворотного стола награжден серебряной медалью XII

факторов. При этом отрицательное значение множителя означает изменение направления силового фактора на противоположное, что эффективно используется при реверсировании данной червячной передачи. При моделировании червячной передачи эффективно также использование интерфейса APM WinMachine на этапе назначения опор. Наряду с заданием типа опоры: «Заделка» и «Шарнирная опора» имеется возможность задания перемещения по осям и поворота вокруг этих осей

международного конкурса «Будущие АСы КОМПьютерного 3D-моделирования», проводимого группой компаний АСКОН в 2014 году.

3. Реализована процедура анализа и расчета напряженно-деформированного состояния червячной передачи в модуле APM FEM с учетом влияния внешней загрузки в виде комбинации загрузок и собственного веса каждого из элементов.

4. Выполнен расчет элементов червячной передачи, представленных в виде стержней, с учетом имеющихся концентраторов напряжений, который позволяет более точно оценить воздействие изменяющихся внешних нагрузок. Широкий спектр возможностей модуля APM FEM позволяет совершенствовать качество проектируемых приводов металлорежущих станков, значительно сократить вес конструкции, а следовательно и понизить его стоимость.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Проников А. С. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем. Справочник-учебник в 3-х т. Т.1. Проектирование станков [Текст] / А. С. Проников, В. В. Бушуев, В. Э. Пуш и др. – М.: Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана: Машиностроение, 1994. – 444 с.
2. Металлорежущие станки. В 2 т. / Т.М. Аврамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М.: Машиностроение, 2012. – 608 с.
3. Бушуев В.В. Основы конструирования станков. – М.: Станкин, 1992. – 520 с.
4. Проектирование механических передач / С. А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б. С.Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
5. Проектирование механических передач: Учебное пособие/ С.А. Чернавский, Г.М. Ицкович, В.А. Киселев и др. – М.: Машиностроение, 1976. – 608 с.
6. Bass D. 4<sup>th</sup> and 5<sup>th</sup> Axis Rotary Table / D. Bass, R. Riedl, N. Slagle // Mechanical Engineering Department. – San Luis Obispo: California Polytechnic State University, 2016. – 138 p.

7. Dassanayake M. High performance rotary table for machine tool applications / M. Dassanayake, M. Tsutsumi // International Journal of Automation Technology. – 2009, vol. 1. – P. 343–347.

<https://www.researchgate.net/publication/304183144>

8. Jozwik J. Angular positioning accuracy of rotary table and repeatability of five-axis machining centre DMU 65 monoblock / J. Jozwik, M. Czarnowski // Advance in Science and Technology Research Journal. – 2015. – vol. 9, is. 28. – P. 89–95. <https://doi.org/10.12913/22998624/60792>

9. Mauro G. (1996) Anti-Backlash Mechanism for a Rotary Stage US Patent 6,016,716A, 18 Jun 1996.

10. Krol O. 3D-modeling of the rotary table for tool SVM1F4 with non-clearance worm gearing / O. Krol, S. Shevchenko, I. Sukhorutchenko, A. Lysenko // TEKA Commision of Motorization and Energetic in Agriculture. – vol. 14, is 1. – 2014. – Lublin, Poland. – P. 126 – 133.

11. Krol O., Sokolov V. Modeling of carrier system dynamics for metal-cutting machines / IEEE Proceedings 2018 International Russian Automation Conference (RusAutoCon). – 2018. – P. 1–5.

<https://doi.org/10.1109/rusautocon.2018.8501799>

12. Krol O., Sokolov V. Parametric Modeling of Machine Tools for Designers. Sofia: Prof. Marin Drinov Academy Publishing House of Bulgarian Academy of Sciences. – 2018. – 112 p. <https://doi.org/10.7546/PMMTD.2018>

13. Пат. 95715 Україна, МПК F16H1/16 Беззазорна черв'ячна передача / С.В.Шевченко, О.С.Кроль, І.О. Сухорутченко; Заявл. 21.03.2014; Опубл. 12.01.2015, Бюл. № 1.

14. Krol O. 3D-modeling and optimization spindle's node machining centre SVM1F4 / O. Krol, I. Sukhorutchenko // TEKA Commision of Motorization and Energetic in Agriculture. – vol. 13, is 3. – 2013. – Lublin, Poland. – P. 114–119.

15. Кроль О.С. Трехмерное моделирование многооперационного станка модели СВМ1Ф4 в среде КОМПАС 3D / О.С. Кроль, И.А. Сухорутченко // Восточноевропейский журнал передовых технологий. – № 4/7(70). – 2014. – С. 13–18. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2014.26250>

16. Решетов Д. Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

17. Машиностроение. Энциклопедия. В 40 т. Т. IV-1. Детали машин. Конструкционная прочность. Трение, износ, смазка; под ред. Д.Н. Решетова. – М.: Машиностроение, 1995. – 864 с.

18. Замрий А.А. Практический учебный курс CAD/CAE АРМ WinMachine. Учебно-методическое пособие. – М.: АПИМ, 2007. – 144 с.

19. Шелофаст В.В. Основы проектирования машин. – М.: Изд-во АПИМ, 2005. – 472 с.

20. Магомедов, А. Интегрированный конечно-элементный анализ в КОМПАС-3D / А. Магомедов, А. Алехин // CAD/CAM/CAE observer, 2010. – is. 8(60). – С. 1–5.

21. Фомин Е.П. Использование параметрических возможностей КОМПАС-3D/САПР и графика, №10. – 2007. – с.70–74.

# Modeling of Worm Gear Design with Non-Clearance Engagement

Krol O.S.

Volodymyr Dahl East Ukrainian National University  
Severodonetsk, Ukraine  
[krolos.snu.edu@gmail.com](mailto:krolos.snu.edu@gmail.com)

**Abstract.** The article deals with the study of the rotary table of a metal-cutting machine of a boring-milling-boring type with a gapless worm gear. The statement is substantiated: the effectiveness of the clearance compensation mechanism during operation due to the displacement of the worm in the direction parallel to the axis of the worm wheel. The phenomena are investigated: arising in the engagement of the worm gear under conditions of reverse table movement. The concept of increasing the efficiency of machining processes due to the constant gapless contact of the worm and the worm wheel is analyzed. The author comes to the conclusion that the use of sliding bearings will reduce the setup time of the machine equipment and increase the

productivity of the process of manufacturing body parts. Particular attention is paid to the experimental component of the study of the proposed design of the turntable. The assumption about the possibility of maintaining the accuracy characteristics of the workpiece during wear of the contact surfaces of the elements of the worm gear is justified.

**Keywords:** Rotary table, metal cutting machine, backlash-free worm gear, 3D model, sliding bearings.

# Определение точки приложения касательной силы в контакте колеса с барабаном и ее плеча относительно оси колеса

Карелина М.Ю., Балабина Т.А.

Московский автомобильно-дорожный  
государственный технический университет (МАДИ)  
Москва, Россия  
karelinamu@mail.ru

Мамаев А.Н.

Московский политехнический университет  
Москва, Россия  
mamist-man@rambler.ru

**Аннотация.** Оценка сопротивления качению автомобильных шин, как и определение коэффициента сопротивления боковому уводу, часто выполняется на барабанных стендах.

Также все большее распространение приобретают испытания автомобилей на барабанных стендах различной конструкции: с разным числом барабанов, их расположения и видом привода.

В связи с этим возникают задачи определения силовых и кинематических характеристик колеса при его качении по барабану, поскольку эти вопросы не отражены в литературе.

Эти задачи можно решить, принимая во внимание, что механика качения эластичного колеса по барабану такая же, как и при качении колеса по плоской жесткой опорной поверхности.

В более ранних работах авторов подробно рассмотрены общие вопросы механики качения колеса по барабану с учетом фрикционного взаимодействия пары «колесо-барабан». Вместе с тем, не был раскрыт вопрос о точках приложения касательной и нормальной сил в контакте с барабаном и, соответственно, о плечах этих сил относительно оси колеса. Эти величины необходимы, в частности, при рассмотрении качения автомобилей при испытаниях на барабанных стендах.

В данной работе выводятся зависимости для определения точки приложения касательной силы в контакте и ее плеча относительно оси колеса.

**Ключевые слова:** колесо, барабан, сопротивление, контакт, сила, плечо силы.

## ВВЕДЕНИЕ

Механика качения эластичного колеса по барабану такая же, как и при качении колеса по плоской жесткой опорной поверхности [1,2,3,4,5,6,7,8,9].

В работах [10,11,12,13,14,15,16,17], при рассмотрении качения эластичного колеса по жесткому барабану, были получены уравнения, позволяющие рассчитывать мощность потерь на трение в контакте и на гистерезис в материале колеса, относительную потерю (проскальзывание) скорости колеса, величину возникающей в контакте касательной силы, коэффициент сопротивления качению ведомого колеса. Однако не был раскрыт вопрос о точках приложения касательной и нормальной сил в контакте с барабаном и, соответственно, о плечах этих сил относительно оси колеса (рис.1). Эти величины необходимы, в частности, при рассмотрении качения автомобилей при испытаниях на барабанных стендах.

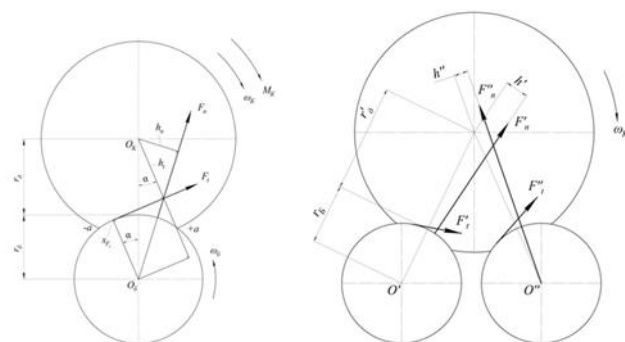


Рис. 1. Нормальная  $F_n$  и касательная  $F_t$  силы в контакте колеса с барабанами

Данная работа посвящена определению точки приложения касательной силы в контакте и ее плеча относительно оси колеса.

## ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

Элементарные касательные силы  $dF_t = q dx 2b$ , распределенные по дуге контакта колеса с барабаном, имеют результирующую, определяемую как геометрическую сумму элементарных касательных сил (рис.2), и расположенную вне поверхности барабана.

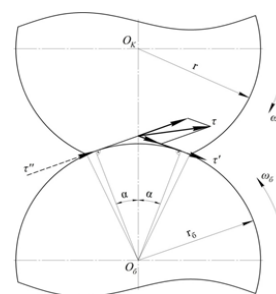


Рис.2. Погонные элементарные касательные силы  $\tau'$  и  $\tau''$ , реализуемые на площадках, удаленных от центра контакта на расстояние  $\pm x$ , и их результирующая  $\tau$

Для нахождения величины и линии действия этой силы рассмотрим две элементарные площадки длиной  $dx$  каждая, расположенные симметрично относительно межосевой линии  $O_b O_k$  (рис.2) и удаленные от центра контакта на расстояние  $\pm x$ . Погонные элементарные касательные силы, реализуемые на этих площадках, обозна-

чим  $\tau'$  и  $\tau''$ . Результирующая этих сил проходит через точку пересечения их линий действия, лежащую на межосевой линии  $O_8O_K$ , и может быть найдена по «теореме косинусов»:

$$\tau = \sqrt{(\tau')^2 + (\tau'')^2 + 2\tau'\tau'' \cos 2\alpha}, \quad (1)$$

где  $\alpha = x/r_\delta$  - угол, определяющий положение рассматриваемых симметричных площадок.

При расположении выбранных элементарных площадок на участке сцепления величины  $\tau^{(n)}$  определяются в соответствии с уравнением [1,2,10,11,12,14,15]  $\tau^{(n)} = q_n dx = \lambda \xi(a-x) dx$ . Если же площадки расположены на участке скольжения, то  $\tau^{(n)} = q_n^{ck} dx = \mu q_n dx = \mu q_{n0} (a^2 - x^2) dx$ .

Принимая во внимание, что  $x < r_\delta$  и угол  $\alpha$  невелик, выражение (1) после некоторых преобразований с разложением в степенные ряды можно представить в виде:

$$\tau = (\tau' + \tau'') \left(1 - \frac{\tau'\tau''}{(\tau' + \tau'')^2} 2\alpha^2\right)$$

Рассмотрим далее два случая - когда реализуется предельная по сцеплению колеса с барабаном сила тяги, и когда реализуемая в контакте сила тяги невелика.

В первом расчетном случае, когда в контакте реализуется предельная по сцеплению сила тяги, погонные элементарные касательные силы, реализуемые на двух симметрично расположенных элементарных площадках длиной  $dx$ , одинаковы  $\tau' = \tau'' = \mu q_n dx$ . Поэтому их равнодействующая перпендикулярна межосевой линии  $O_8O_K$  и в соответствии с уравнением (2) она будет равна:

$$\tau = 2\mu q_n \cos \alpha dx = 2\mu q_n \left(1 - \frac{\alpha^2}{2}\right) dx = 2\mu q_{n0} (a^2 - x^2) \left(1 - \frac{x^2}{2r_\delta^2}\right) dx \quad (2)$$

Картина распределения равнодействующих погонных элементарных касательных сил представлена на рис.3,а.

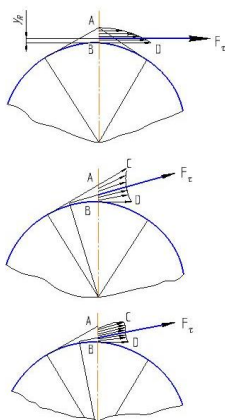


Рис.3. Распределения равнодействующих погонных элементарных касательных сил  $\tau$  и их равнодействующие касательные силы  $F_\tau$

Результирующая касательная сила найдется как:

$$F_\tau = 2b \int_0^{y_0} \tau dy = 4b\mu q_{n0} \int_0^{y_0} (a^2 - 2r_\delta y) \left(1 - \frac{y}{r_\delta}\right) \frac{\sqrt{y r_\delta}}{2y} dy = \quad (3)$$

$$= \frac{8}{3} \mu b a^3 q_{n0} \left(1 - \frac{a^2}{10r_\delta^2}\right)$$

где  $y = \frac{r_\delta}{\cos \alpha} - r_\delta \approx \frac{x^2}{2r_\delta}$  - координата точки приложения элементарной касательной силы  $\tau$  (начало координат в данном случае располагается в точке В);  $y_0 = a^2/2r_\delta$  соответствует положению точки А.

В соответствии с [1,2,10,11,12,14,15] окружная сила тяги, равная алгебраической сумме всех удельных касательных сил в контакте, определяется, как:

$$F_t = 2b \left[ \frac{\lambda \xi}{2} (a - x_s)^2 \pm \frac{1}{3} \mu q_{n0} (2a^3 + 3a^2 x_s - x_s^3) \right] \quad (4)$$

где  $x_s$  - координата границы участков сцепления и скольжения в контакте,  $b$  - ширина пятна контакта.

При реализации предельной по сцеплению окружной силы тяги величина последней равна  $F_t = \frac{8}{3} \mu b a^3 q_{n0}$ . Сравнивая значение этой силы с величиной  $F_\tau$ , полученной выше, можно прийти к выводу, что результирующая касательная сила  $F_\tau$  меньше силы тяги  $F_t$ , но их различие настолько мало, что им можно пренебречь.

Линия действия касательной силы  $F_\tau$  перпендикулярна межосевой линии  $O_8O_K$  и располагается (рис.4,а) выше окружности барабана:  $\frac{AB}{2} = \frac{a^2}{4r_\delta} > y_R > \frac{AB}{3} = \frac{a^2}{6r_\delta}$

чное значение  $y_R$  можно определить как координату центра тяжести параболы АВД.

Из условия равенства моментов, образуемых силой тяги и результирующей касательной силой, имеем:  $M_t = F_t r_\delta = F_\tau (r_\delta + y_R)$ . В практических расчетах разницей между  $r_\delta$  и  $r_\delta + y_R$  ввиду малости  $y_R$  по сравнению с  $r_\delta$  можно пренебречь.

Во втором случае, при малой силе тяги, участок скольжения в контакте мал и координата границы участков сцепления и скольжения близка к  $x = -a$ . Поэтому, с целью упрощения, примем, что эпюра распределения тангенциальных напряжений по всей длине пятна контакта имеет вид треугольника. В результате, считая в данном случае  $x$  арифметической величиной, получим:

$$\tau' = \lambda \xi(a-x) dx \quad \tau'' = \lambda \xi(a+x) dx$$

$$\tau = 2\lambda \xi a \left(1 - \frac{a^2 - x^2}{2a^2 r_\delta^2} x^2\right) dx$$

Картина распределения  $\tau$ , построенная по последнему уравнению, представлена на рис.3,б. Длины векторов  $AC = \bar{\tau}''$  и  $BD = \bar{\tau}'$  при  $x$ , равному  $x = a$  и  $x = 0$ , одинаковы. Ввиду малости второго слагаемого в круглых скобках последнего уравнения с достаточной степенью точности можно принять, что вектор результирующей касательной силы  $F_\tau$  системы сил  $\tau$  проходит через середины отрезков АВ и СД, а модуль силы равен:

$$F_\tau = 2b \int_0^{y_0} \tau \sqrt{2(1 + \cos \frac{\alpha_0}{2})} dy \approx 2b \int_0^{y_0} 2\tau (1 - \alpha_0^2/16) dy = \quad (5)$$

$$= 4ba^2 \left(1 - \frac{a^2}{16r_\delta^2}\right) \lambda \xi$$

где, как и в предыдущем случае,  $y = \frac{r_\delta}{\cos\alpha} - r_\delta \approx \frac{x^2}{2r_\delta}$  -

координата точки приложения элементарной касательной силы  $\tau$  (начало координат в данном случае также располагается в точке В).

С учетом принятого допущения о малости силы тяги и  $x_s = -a$  из формулы (4), определяющей величину силы тяги, получим  $F_t = 4ba^2\lambda\xi$ . Сравнивая последнее выражение с зависимостью для  $F_\tau$ , можем записать:

$$F_\tau = F_t \left(1 - \frac{a^2}{15r_\delta^2}\right)^2,$$

т.е. касательная сила, действующая со стороны барабана на колесо и являющаяся результирующей элементарных касательных сил, меньше окружной силы тяги, реализуемой в контакте; однако это различие очень невелико и им практически можно пренебречь.

Из равенства моментов, образуемых силами  $F_t$  и  $F_\tau$ ,  $M_t = F_t r_\delta = F_\tau r_\delta$ , получим, что плечо действия результирующей касательной силы  $F_\tau$  равно  $r_\tau = r_\delta F_t / F_\tau$ . Несмотря на превышение плечом величины  $r_\tau$  величины  $r_\delta$  их разница очень мала, и можно считать, что  $r_\tau \approx r_\delta$ .

Угол наклона  $F_\tau$  при малых силах тяги составляет приблизительно  $\varphi \approx \alpha_0/2$ , что соответствует  $x_{F_\tau} \approx a/2$ .

Следует отметить, что если учитывать отличие  $x_l \neq -a$ , то картина распределения равнодействующих элементарных касательных сил несколько изменится в районе точки А (рис.3,в) и общая результирующая касательная сила будет располагаться несколько ниже, чем принято ранее, и с меньшим углом наклона.

С ростом реализуемой в контакте силы тяги  $F_t$  касательная сила  $F_\tau$  будет все более опускаться ниже, угол между межосевой линией  $O_\delta O_K$  и линией действия  $F_\tau$  будет приближаться к  $90^\circ$ , координата  $x_{F_\tau}$ , определяющая угол  $\alpha_\tau = x_{F_\tau}/r_\delta$  наклона линии действия этой силы будет изменяться от  $x_{F_\tau} = -a/2$  до  $x_{F_\tau} \rightarrow 0$ .

В дальнейших расчетах, как уже было показано, можно считать, что  $F_t = F_\tau$ , а координату  $x_{F_\tau}$  принять равной  $x_{F_\tau} \approx 0,5a$ .

Тем не менее, учитывая, что  $x_{F_\tau}$  все же зависит от реализуемой силы тяги, желательнее получить аналитическую зависимость  $x_{F_\tau} = f(F_t)$ .

При  $a \ll r_\delta$  элементарные касательные силы  $q_t 2b dx$ , как и тангенциальные напряжения  $q_t$ , можно условно считать действующими в одном направлении в виду малости углов  $\alpha$  их наклона.

Рассмотрим эпюру тангенциальных напряжений (рис.4), площадь которой численно равна погонной силе тяги  $F_t/2b$ .

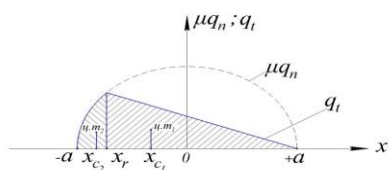


Рис.4. Эпюры продольных тангенциальных напряжений  $q_t$  и нормальных давлений  $q_n$  в продольном сечении пятна контакта; координаты центров тяжести эпюры тангенциальных напряжений

Координату центра тяжести этой эпюры можно считать точкой приложения силы тяги и при принятых условностях - точкой приложения результирующей касательной силы.

Разобьем эпюру на две фигуры, одна из которых соответствует тангенциальным напряжениям на участке сцепления, а другая - тангенциальным напряжениям на участке скольжения.

Известно, что координата центра тяжести фигуры рассчитывается, как;

$$x_c = \frac{\int_{x_1}^{x_2} xy dx}{A}, \quad (6)$$

где  $A$  - площадь фигуры;  $y$  - ее текущая ордината;  $x_1$  и  $x_2$  - координаты границы фигуры.

Для первой фигуры

$$y = q_{t_x} = \lambda\xi(a-x); x_1 = x_s; x_2 = +a;$$

$$A_1 = \int_{x_s}^{+a} q_{t_x} dx = \lambda\xi(a-x_s)^2 / 2$$

Для второй фигуры  $y = \mu q_n$ ;  $x_1 = -a$ ;  $x_2 = x_s$

$$A_2 = \int_{-a}^{x_s} \mu q_n dx$$

Тогда

$$x_{c_1} = \frac{\int_{x_s}^{+a} x \lambda \xi (a-x) dx}{\int_{x_s}^{+a} \lambda \xi (a-x) dx}; x_{c_2} = \frac{\int_{-a}^{x_s} x \mu q_n dx}{\int_{-a}^{x_s} \mu q_n dx}$$

Координата центра тяжести всей фигуры находится, как:

$$x_{F_t} = \frac{\sum A_i x_{c_i}}{\sum A_i},$$

или, подставляя предыдущие выражения:

$$x_{F_t} = \frac{A_1 x_{c_1} + A_2 x_{c_2}}{A_1 + A_2} = \frac{\int_{x_s}^{+a} x \lambda \xi (a-x) dx + \int_{-a}^{x_s} x \mu q_n dx}{\int_{x_s}^{+a} \lambda \xi (a-x) dx + \int_{-a}^{x_s} \mu q_n dx}$$

После преобразований, с учетом того, что выражение в знаменателе есть сила погонной тяги  $F_t/2b$  [10,11,12,14,15], получаем:

$$x_{F_t} = -\frac{\mu q_{n_0} b}{6F_t} (a^2 - x_s^2), \quad (7)$$

Если подставить в последнюю формулу полученное ранее [10,11,12,14] выражение

$$x_s = a \left( 1 - 2\sqrt[3]{1 - \frac{F_t}{\mu F_z}} \right)$$

то окончательно имеем:

$$x_{F_t} = a \left( 1 - \frac{\mu F_z}{F_t} \right) \left( 1 - \sqrt[3]{1 - \frac{F_t}{\mu F_z}} \right) \quad (8)$$

При малых по сравнению с предельной по сцеплению касательных силах зависимость (8) можно представить в упрощенном виде, если разложить  $\sqrt[3]{1 - F_t / \mu F_z}$  в степенной ряд:

$$x_{F_t} = a \left( 1 - \frac{\mu F_z}{F_t} \right) \frac{F_t}{3\mu F_z} = \frac{a}{3} \left( \frac{F_t}{\mu F_z} - 1 \right) \quad (9)$$

В выражениях (8) и (9) значение силы  $F_t$  берется по модулю.

Из полученных для  $x_{F_t}$  зависимостей видно, что при  $F_t \rightarrow \mu F_z$ ,  $x_{F_t} \rightarrow 0$ ;

•pp  $F_t = \frac{7}{8} \mu F_z$   $x_{F_t} \approx -0.07a$ ; •pp  $F_t = \frac{1}{2} \mu F_z$   
 $x_{F_t} \approx -0.2a$ ; •pp  $F_t = 0.25 \mu F_z$   $x_{F_t} \approx -0.25a$ ; •pp  $F_t = 0.125 \mu F_z$   
 $x_{F_t} \approx -0.3a$ ; •pp  $F_t \rightarrow 0$   $x_{F_t} \rightarrow -0.33a$

Плечо действия касательной силы относительно центра колеса находится из геометрических соображений:

$$h_\tau = O_\delta O_k \cos \alpha_\tau - r_\delta = (r_d + r_\delta) \cos \alpha_\tau - r_\delta \quad (10)$$

где угол

$$\alpha_\tau = x_{F_t} / r_\delta \quad (11)$$

После преобразований получаем

$$h_\tau = r_d \left( 1 - x_{F_t}^2 / 2r_d r_\delta \right)$$

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Из рассмотрения механики взаимодействия эластичного колеса с барабаном выведены уравнения для определения точки приложения касательной силы в контакте и ее плеча относительно оси колеса. Эти зависимости имеют простую форму и могут применяться при рассмотрении качения автомобиля на барабанном стенде. Исследование качения колеса с уводом и влияние выпуклости беговой дорожки колеса приводится в работах [17,18,19,20,21,22,23,24,25,26,27,28,29].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Виравов Р.В. Анализ кинематических и силовых соотношений при качении эластичного колеса по жесткому основанию / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Механика машин. – 1980. – вып. 57. – С. 101 – 106.
2. Виравов Р.В. Определение мощности потерь на трение в контакте фрикционной пары колесо с пневматической шиной - жесткое основание / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Бесступенчато-регулируемые передачи: межвуз. сб. научн. тр. – Ярославль. – 1978. – Выпуск 3. – С. 61 – 67.

3. Виравов Р.В. Общие вопросы взаимодействия эластичного колеса с жесткой опорной поверхностью/ Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев, Т.А. Балабина // Материалы Международной научно-практической конференции Ассоциации Автомобильных Инженеров (ААИ) «Автомобиле- и тракторостроение в России: приоритеты развития и подготовка кадров», посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ»/ МГТУ «МАМИ»- М.: изд. НАМИ, 2010. С.73-80.

4. Балабина Т.А. Механика качения эластичного колеса по жесткой опорной поверхности / Т.А. Балабина, А.Н. Мамаев // Сборник: Технические науки: тенденции, перспективы и технологии развития. – 2014. – С. 20 – 25.

5. Мамаев А.Н. Определение коэффициента тангенциальной эластичности колеса с тороидальной формой беговой дорожки // Изв. ВУЗов, Машиностроение. – 1982. - № 10.

6. Виравов Р.В. К вопросу о наименьшей величине коэффициента сопротивления качению эластичного колеса по жесткой горизонтальной поверхности / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Изв.ВУЗов, Машиностроение. – 1987. - №10. - С.85-88.

7. Ермилов В.Н. Экспериментальное исследование напряжений в контакте массивной резиновой шины и жесткого основания при прямолинейном качении колеса / В.Н. Ермилов, А.Н. Мамаев // Произв. шин, резинотехнических и асбестотехнических изделий. – 1982. - №6. - С.31-33.

8. Ermilov V.N., Mamaev A.N. Experimental study of the contact stresses between a solid rubber tyre and a rigid surface during rolling of the wheel in a straight line/ - International Polymer Science and Technology, 1983, vol.10, 1 7, p.78-79.

9. Мамаев А.Н. Определение размеров площадки контакта и прогиба колеса с резиновой шиной при статическом прижатии колеса к жесткому основанию / А.Н. Мамаев, Е.А. Алепин. // Машиноведение: Сб. научных трудов. - Челябинск, 1980. - №251. - С.82-85.

10. Мамаев А.Н. Определение силовых и кинематических характеристик эластичного колеса при качении по жесткому барабану. / А.Н.Мамаев, Р.В.Виравов, В.М.Португальский, С.И.Чепурной // Сб. трудов международной н/т конференции, посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ». М., МГТУ «МАМИ». - 2010.

11. Мамаев А.Н. Механика взаимодействия колеса с барабаном./ А.Н. Мамаев, Т.А. Балабина, В.В. Гаевский // В сб.: Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации: материалы 106-й Международной научно-технической конференции. – 2019. - С.333-345.

12. Мамаев А.Н. Сопротивление качению ведомого колеса по жесткому барабану. / А.Н. Мамаев // - Сб. трудов международной н/т конференции, посвященной 145-летию МГТУ «МАМИ».- М., МГТУ «МАМИ». - 2010.

13. Абузов В.И. Качение эластичного колеса по двум жестким барабанам / В.И. Абузов, А.Н. Мамаев // Автомобильная промышленность. – 2012. - №10. - С. 19.

14. A.N.Mamaev, T.A.Balabina, I.V.Odinokova, V.V.Gaevskiy. Interaction mechanics of the wheel with the drum. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, Volume 632, Number 1.

15. M.Yu. Karelina, T.A. Balabina, A.N. Mamaev. Mechanics of Elastic Wheel Rolling on Rigid Drum. ICIE 2019: Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), pp 531-540. Lecture Notes in Mechanical Engineering, 2020, volume II.

16. Мамаев А.Н. Механика взаимодействия колеса с барабаном / А.Н. Мамаев, Т.А. Балабина, В.В. Гаевский / Безопасность колесных транспортных средств в условиях эксплуатации: Сб. научн. тр. материалы 106-й Международной научно-технической конференции. - 2019. - С.333-345.

17. Мамаев А.Н. Влияние углов установки эластичных колес на сопротивление качению / А.Н. Мамаев, В.Н. Владимиров // Сб. изб. докл. международного научного симпозиума, посв. 60-летию воссоздания МАМИ. - М., МГТУ «МАМИ», 27-28 сентября 2000, ISBN:5-94099-001-0.

18. Виравов Р.В. Влияние режима качения эластичного колеса на величину боковой силы при боковом уводе / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев и др. // Вестник машиностроения. - 1986. - №1. - С.33-35.

19. Балабина Т.А. Определение соотношения углов развала и схождения эластичных колес, обеспечивающего наименьшее сопротивление качению / Т.А. Балабина, А.Н. Мамаев, С.И. Чепурной // Изв. МГТУ «МАМИ». - 2013. - Т.1, № 1(15). - С. 32-37.

20. Виравов Р.В. Анализ силовых соотношений при качении ведомого эластичного цилиндрического колеса по криволинейной траектории / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Механика машин. - М., Наука. - 1980. - Вып.57. - С.105-112.

21. Виравов Р.В. Исследование контактных явлений при криволинейном качении тороидального колеса / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1980. - №2. - С.33-38.

22. Виравов Р.В. Определение сил и моментов, действующих на тороидальное колесо при криволинейном качении / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1980. - №3. - С.30-34.

23. Мамаев А.Н. Определение силовых характеристик эластичного колеса при качении с уводом по криволинейной траектории / А.Н. Мамаев, И.В. Сазанов, Ю.П. Назаров // Материалы II Всесоюзного симпозиума «Проблемы шин и резинокордных материалов. Прочность и долговечность». - М., НИИШП. - 1990.

24. Виравов Р.В. Влияние тороидальности эластичного колеса на неравномерность его износа по ширине беговой дорожки / Р.В. Виравов, А.Н. Мамаев // Изв. ВУЗов, Машиностроение. - 1983. - №9. - С.94-97.

25. Мамаев А.Н. Особенности качения с уводом эластичных тороидальных колес. - Первая Всесоюзная конференция «Проблемы шин и резинокордных композитов» (17-19 октября 1989г.). - М., НИИШП. - 1989. - С.22-28.

26. Virabow R.V., Mamaev A.N., Dobromirov V.N., Markov J.L. The influence of the angle setting of elastic wheels on the wear of their treads. Proceedings of the international symposium on the tribology of Friction materials. YAROFRI-91, 10-12 Sept., 1991, vol.II, pp.176-181, Jaroslavl, USSR.

27. Балабина Т.А. Качение с уводом эластичных тороидальных колес / Т.А. Балабина, Ю.И. Бровкина, А.Н. Мамаев // Пром-Инжиниринг: Труды IV международной научно-технической конф. - 2018. - С. 112-116.

28. Balabina T.A, Brovkina Y.I., Mamaev A.N. Elastic toroidal wheel rolling with side slip. Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019, № 9783319956299. С. 2027-2035.

## Determination of the Point of Application of the Tangent Force in the Contact of the Wheel with the Drum and Its Arm Relative to the Axis of the Wheel

Karelina M.U., Balabina T.A.

Moscow Automobile and Road State Technical

University (MADI)

Moscow, Russia

[karelinamu@mail.ru](mailto:karelinamu@mail.ru)

*Abstract.* Evaluation of rolling resistance of automobile tires, as well as the determination of the coefficient of resistance to lateral withdrawal, is often performed on drum stands.

It is also becoming increasingly common to test cars on drum stands of different designs: with different numbers of drums, their location and type of drive.

This raises the problem of determining the power and kinematic characteristics of the wheel when it rolls on the drum, since these issues are not reflected in the literature.

These problems can be solved, considering that the rolling mechanics of the elastic wheel on the drum is the same as when the wheel is rolling on a flat rigid support surface.

Mamaev A. N.

Moscow Polytechnic University,

Moscow, Russian Federation,

[mamist-man@rambler.ru](mailto:mamist-man@rambler.ru)

In early works of the authors, general questions of the mechanics of rolling a wheel on a drum are considered in detail, considering the friction interaction of the "wheel-drum" pair. However, the question of the points of application of tangent and normal forces in contact with the drum and, accordingly, the shoulders of these forces relative to the wheel axis was not disclosed. These values are necessary, in particular, when considering the rolling of cars during tests on drum stands.

In this paper, we derive dependencies for determining the point of application of the tangent force in contact and its shoulder relative to the wheel axis.

*Keywords:* wheel, drum, resistance, contact, force, force arm.



# Синтез управляемых многозвенных моделей опорно-двигательного аппарата человека со звеньями переменной длины для использования при создании экзоскелета

Борисов А.В., Кончина Л.В., Маслова К.С.

Филиал ФГБОУ ВО "НИУ"МЭИ" в г. Смоленске  
г. Смоленск, Российская Федерация

BorisowAndrej@yandex.ru, la\_kon@mail.ru, maslowaksusha1@yandex.ru

**Аннотация.** В работе рассматривается моделирование движений человеко-машинных систем в виде многозвенных пространственных антропоморфных механизмов со звеньями переменной длины, изменение конфигураций которых происходит за счет управляющих воздействий и управляемого изменения длин звеньев. Представленная задача является фундаментальной, имеющей много практических приложений. Научная новизна исследования заключается в создании механических стержневых систем с управляемыми звеньями переменной длины, применительно к биомеханике движений человека, экзоскелетов и антропоморфных роботов. Значимость исследования заключается в разработке нового класса спортивных роботизированных устройств антропоморфной структуры, создании их пространственных моделей и синтеза новых алгоритмов управления целенаправленным движением, исследовании передвижений механизмов по поверхности, исследовании совместного функционирования человеко-машинной системы. В результате исследования разработана модель опорно-двигательного аппарата человека в виде пространственного механизма с управляемыми звеньями переменной длины, предложены алгоритмы управления их перемещениями, которые реализуются при помощи сил трения, обеспечивающих связь с опорной поверхностью, проведено численное моделирование.

**Ключевые слова:** экзоскелет, эндоскелет, шарнир, звено переменной длины, управление, система дифференциальных уравнений, матричная форма записи.

## 1. ВВЕДЕНИЕ

В статье рассматривается трехмерная модель стержневой механической системы с шарнирами и звеньями переменной длины, в рамках которой могут быть описаны экзоскелеты, антропоморфные и манипуляционные роботы, исследованы биомеханические аспекты функционирования опорно-двигательного аппарата человека. Новизна исследования состоит в том, что каждое звено предполагается состоящим из множества материальных точек, расстояние между которыми изменяется пропорционально изменению длины соответствующего звена, что и отличает данную математическую модель от моделей, имеющих в научной литературе. Предложенную модель звена эффективно можно использовать для моделирования опорно-двигательного аппарата человека, так как, задавая

адекватное расположение и числовые значения массы материальных точек, можно добиться неравномерности распределения массы и аппроксимации смещения мягких тканей звена человека при ходьбе. Составление дифференциальных уравнений движения представляет значительные трудности при исследовании сложных механических систем с большим числом степеней свободы, которыми являются пространственные антропоморфные структуры со звеньями переменной длины. Для шарнирных стержневых систем антропоморфного типа, которые на практике могут быть реализованы в виде экзоскелетов и антропоморфных роботов, состоящих из длинных кинематических цепей, использование уравнений Лагранжа второго рода приводит к почти экспоненциальному росту объема аналитических преобразований, необходимых для записи дифференциальных уравнений движения, в зависимости от количества звеньев [1,2].

В работах [1,2] была предложена модель автоматизации составления дифференциальных уравнений движения экзоскелета. В [3] создана двумерная модель экзоскелета с двенадцатью звеньями переменной длины для моделирования всего опорно-двигательного аппарата человека. В работах [4-13] проведены обширные исследования двумерных моделей опорно-двигательного аппарата человека, экзоскелетов и антропоморфных роботов. Однако, эти модели являются двумерными и их движение можно рассматривать, как плоское. Они имеют важное теоретическое значение, но непосредственно в практику не могут быть внедрены. Необходимы трехмерные модели, которые можно реализовать практически.

Разработаны программные средства для моделирования антропоморфных систем [13-16], но ограничение на их использование связано с тем, что уравнения, составленные программой, непригодны для анализа и записи, требуют от исследователя дополнительной интеллектуальной работы по их группировке и приведению к структурированному виду. Поэтому предложен новый эффективный, быстродействующий метод составления дифференциальных уравнений движения трехмерных антропоморфных стержневых моделей по соответствующим уравнениям двумерных моделей на основании обобщения матриц коэффициентов.

Матричное представление дифференциальных уравнений движения, используемое в данной статье, рассматривается в работах [1-5, 17-20].

Моделирование движений антропоморфных механизмов и экзоскелетов является важной фундаментальной задачей, имеющей при этом много практических приложений, что определяет актуальность данного исследования. Научная новизна исследования заключается в том, что в отличие от имеющихся моделей механизмов с абсолютно твердыми звеньями, модели со звеньями переменной длины позволяют приблизить их движения к реальным процессам, происходящим в опорно-двигательном аппарате человека во время движения [21, 22]. Значимость исследования заключается в увеличении количества степеней свободы в модели антропоморфного механизма и открываемых этим возможностей для синтеза новых алгоритмов управления движением. Управление осуществляется в шарнирах с помощью управляющих моментов и в стержнях за счет изменения длины под действием управляющей продольной силы. Перемещение реализуется при помощи сил трения, обеспечивающих связь с опорной поверхностью, по которой движется антропоморфный механизм и изменения конфигурации механизма под действием внутренних управляющих усилий.

Цель исследования – разработать метод получения систем дифференциальных уравнений движения для пространственной стержневой системы, составленной из звеньев переменной длины с сосредоточенными массами с помощью дифференциальных уравнений движения плоской механической системы аналогичной структуры.

Результаты разработки модели иллюстрируются конкретным числовым примером.

## 2. ПРОСТРАНСТВЕННАЯ МОДЕЛЬ ЗВЕНА ПЕРЕМЕННОЙ ДЛИНЫ ОПОРНО-ДВИГАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ЧЕЛОВЕКА

Ранее [2] была рассмотрена двумерная модель звена переменной длины опорно-двигательного аппарата человека, движение которого являлось плоским. Простой переносимости результатов двумерной модели достичь не удастся, поэтому изучение трехмерных моделей представляет самостоятельное направление в исследовании стержневых систем.

Рассмотрим трехмерную модель механической системы с одним подвижным звеном (рис. 1). Будем считать, что звено антропоморфного механизма, соответствующее ноге человека, представляет тонкий стержень, положение которого определяется двумя углами. Следовательно, в качестве модели связи для такого стержня может быть выбран не сферический шарнир, а комбинация двух цилиндрических шарниров, расположенных в точке  $A$ . В каждом из цилиндрических шарниров действуют по одному управляющему моменту. Момент  $M_{1\psi}$  обеспечивает поддержание позы звена в вертикальной плоскости,  $M_{1\phi}$  – повороты звена в плоскости движения  $HOY$ .

Положение центра масс звена определяется двумя углами:  $\phi_1$  – между осью  $OX$  и проекцией звена  $AB$  на плоскость  $HOY$ , отсчитываемым от оси  $OX$  против часовой стрелки;  $\psi_1$  – между звеном  $AB$  и его проекцией на плоскость  $HOY$ , отсчитываемым от проекции звена  $AB$  на плоскость  $HOY$  против часовой стрелки и изменением его длины  $l_1$ . Рассматриваемые углы и длину звена считаем

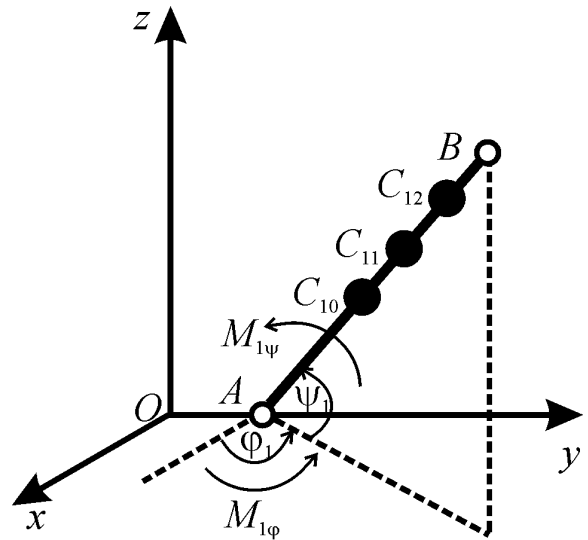


Рис. 1. Модель трехмерной механической системы с одним подвижным звеном переменной длины для моделирования звена опорно-двигательного аппарата человека

функциями времени:  $\phi_1 = \phi_1(t)$ ,  $\psi_1 = \psi_1(t)$ ,  $l_1 = l_1(t)$ . Следовательно, модель имеет три параметра, однозначно определяющих ее положение. Вращение происходит в жестко закрепленном шарнире  $O$ . Продольную силу, действующую вдоль стержня, обозначим  $F_1$ . Массы считаем сосредоточенными: в точке  $C_{10}$  масса  $m_{10}$ , в точке  $C_{11}$  масса  $m_{11}$ , в точке  $C_{12}$  масса  $m_{12}$ . Их положение на стержне задается постоянными множителями  $n_{10}$ ,  $n_{11}$  и  $n_{12}$  соответственно. Как и ранее, первый индекс обозначает номер звена, второй – номер массы на звене.

Координаты сосредоточенных на звене масс записываются так:

$$x_{C1\beta} = l_1 n_{1\beta} C_1^\psi C_1^\phi, \quad y_{C1\beta} = l_1 n_{1\beta} C_1^\psi S_1^\phi, \quad z_{C1\beta} = l_1 n_{1\beta} S_1^\psi,$$

где:  $\beta = 0, 1, 2$  – номер сосредоточенной на звене массы,  $C_1^\phi = \cos\phi_1$ ,  $C_1^\psi = \cos\psi_1$ ,  $S_1^\phi = \sin\phi_1$ ,  $S_1^\psi = \sin\psi_1$ .

Проекции скорости сосредоточенных масс на звене равны:

$$\begin{aligned} \dot{x}_{C1\beta} &= \dot{l}_1 n_{1\beta} C_1^\psi C_1^\phi - \dot{\phi}_1 l_1 n_{1\beta} C_1^\psi S_1^\phi - \dot{\psi}_1 l_1 n_{1\beta} S_1^\psi C_1^\phi, \\ \dot{y}_{C1\beta} &= \dot{l}_1 n_{1\beta} C_1^\psi S_1^\phi + \dot{\phi}_1 l_1 n_{1\beta} C_1^\psi C_1^\phi - \dot{\psi}_1 l_1 n_{1\beta} S_1^\psi S_1^\phi, \\ \dot{z}_{C1\beta} &= \dot{l}_1 n_{1\beta} S_1^\psi + \dot{\psi}_1 l_1 n_{1\beta} C_1^\psi. \end{aligned}$$

Квадраты скорости сосредоточенных на звене масс равны:

$$v_{C1\beta}^2 = \dot{x}_{C1\beta}^2 + \dot{y}_{C1\beta}^2 + \dot{z}_{C1\beta}^2 = \dot{l}_1^2 n_{1\beta}^2 + l_1^2 n_{1\beta}^2 \dot{\psi}_1^2 + l_1^2 n_{1\beta}^2 \dot{\phi}_1^2 (C_1^\psi)^2.$$

Угловые скорости звена:

$$\omega_{\psi 1} = \dot{\psi}_1, \quad \omega_{\phi 1} = \dot{\phi}_1 C_1^\psi.$$

Кинетическая энергия имеет вид:

$$T = \zeta_1 [\dot{l}_1^2 + l_1^2 (\dot{\phi}_1^2 (C_1^\psi)^2 + \dot{\psi}_1^2)] / 2, \quad \zeta_1 = \sum_{\beta=0}^2 m_{1\beta} n_{1\beta}^2.$$

Потенциальная энергия звена имеет вид.

$$P = g\eta_1 l_1 S_1^\psi, \quad \eta_1 = \sum_{\beta=0}^2 m_{1\beta} n_{1\beta}.$$

Составляя уравнения аналогично двумерному случаю [2] с использованием уравнений Лагранжа второго рода, получаем дифференциальные уравнения движения для модели с одним подвижным звеном в трехмерном пространстве:

$$\begin{aligned} \zeta_1 l_1^2 (C_1^\psi)^2 \ddot{\phi}_1 + 2\zeta_1 l_1 (C_1^\psi)^2 \dot{l}_1 \dot{\phi}_1 - 2\zeta_1 l_1^2 C_1^\psi S_1^\psi \dot{\phi}_1 \dot{\psi}_1 &= M_{1\phi}, \\ \zeta_1 l_1^2 \ddot{\psi}_1 + \zeta_1 l_1^2 C_1^\psi S_1^\psi \dot{\phi}_1^2 + 2\zeta_1 l_1 \dot{l}_1 \dot{\phi}_1 + g\eta_1 l_1 C_1^\psi &= M_{1\psi}, \\ \zeta_1 \ddot{l}_1 - \zeta_1 l_1 (C_1^\psi)^2 \dot{\phi}_1^2 - \zeta_1 l_1 \dot{\psi}_1^2 + g\eta_1 S_1^\psi &= F_1. \end{aligned}$$

Общее решение системы дифференциальных уравнений движения зависит от 6 произвольных констант. Чтобы определить движение, зададим начальные условия.

$$\begin{aligned} \phi_1|_{t=0} = \phi_{1_0}, \quad \dot{\phi}_1|_{t=0} = \dot{\phi}_{1_0}, \quad \psi_1|_{t=0} = \psi_{1_0}, \quad \dot{\psi}_1|_{t=0} = \dot{\psi}_{1_0}, \\ l_1|_{t=0} = l_{1_0}, \quad \dot{l}_1|_{t=0} = \dot{l}_{1_0}. \end{aligned}$$

Также были рассмотрены стержневые модели с двумя и тремя подвижными звеньями переменной длины в пространстве и составлены системы дифференциальных уравнений движения для таких экзоскелетов в форме уравнений Лагранжа второго рода, которые здесь не приводятся ввиду громоздкости.

### 3. МАТРИЧНАЯ ФОРМА ЗАПИСИ ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНЫХ УРАВНЕНИЙ ДВИЖЕНИЯ ДЛЯ ТРЕХМЕРНОЙ МОДЕЛИ ОПОРНО-ДВИГАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ЧЕЛОВЕКА

Анализируя уравнения движения стержневых механических систем в трехмерном пространстве, можно сделать вывод, что они представляют собой систему нелинейных дифференциальных уравнений, которые можно записать в векторно-матричной форме. Нижние индексы у матриц указывают на описание соответствующей обобщенной координаты:  $\kappa = 1, 2, 3$ , где 1 соответствует обобщенной координате  $\phi$ , 2 –  $\psi$ , 3 –  $l$ .

$$\begin{aligned} A_\kappa(\phi, \psi, l) \ddot{\phi} + B_\kappa(\phi, \psi, l) \ddot{\psi} + \Lambda_\kappa(\phi, \psi, l) \ddot{l} + D_\kappa(\phi, \psi, l) \dot{\phi} \dot{\phi} + \\ E_\kappa(\phi, \psi, l) \dot{\psi} \dot{\psi} + 2G_\kappa(\phi, \psi, l) \dot{\phi} \dot{\psi} + 2H_\kappa(\phi, \psi, l) \dot{\phi} \dot{l} + \\ 2K_\kappa(\phi, \psi, l) \dot{\psi} \dot{l} + gP_\kappa(\psi) = M_\kappa(\phi, \psi, l), \end{aligned}$$

где:  $\phi, \psi$  – угловые обобщенные координаты сосредоточенных масс  $\phi = (\phi_1, \dots, \phi_n)^T$  и  $\psi = (\psi_1, \dots, \psi_n)^T$  – векторы углов;  $l$  – обобщенные координаты, связанные с изменениями длин звеньев  $l = (l_1, \dots, l_n)^T$  – вектор длин звеньев переменной длины;  $\dot{\phi}, \dot{\psi}$  – векторы угловых скоростей;  $\ddot{\phi}, \ddot{\psi}$  – векторы угловых ускорений;  $\dot{\Phi} = \text{diag}(\dot{\phi}_1, \dots, \dot{\phi}_n)$ ,  $\dot{\Psi} = \text{diag}(\dot{\psi}_1, \dots, \dot{\psi}_n)$  – диагональные матрицы;  $M_\kappa$  – векторы обобщенных сил;  $A_\kappa(\phi, \psi, l)$ ,  $B_\kappa(\phi, \psi, l)$ ,  $D_\kappa(\phi, \psi, l)$ ,  $E_\kappa(\phi, \psi, l)$ ,  $G_\kappa(\phi, \psi, l)$  – матрицы, учитывающие инерционные свойства;  $\Lambda_\kappa(\phi, \psi, l)$ ,  $H_\kappa(\phi, \psi, l)$ ,  $K_\kappa(\phi, \psi, l)$  – матрицы, учитывающие переменность длин звеньев;  $P_\kappa(\psi)$  – матрицы, определяемые моментами силы тяжести.

Реальное максимальное количество звеньев, из которого может быть составлен экзоскелет, ограничено только вычислительными мощностями, т.к. из-за геометрии системы сложность уравнений возрастает нелинейно.

### 4. ПОСТРОЕНИЕ МАТРИЦ УРАВНЕНИЙ ДЛЯ ТРЕХМЕРНЫХ МОДЕЛЕЙ СТЕРЖНЕВЫХ СИСТЕМ ПО СООТВЕТСТВУЮЩИМ МАТРИЦАМ ДЛЯ ПЛОСКИХ МОДЕЛЕЙ

Проведем сравнительный анализ двумерных [2] и трехмерных уравнений. Аналогично однозвенной модели добавляются множители, содержащие тригонометрические функции аргумента  $\psi$ , возникают новые слагаемые для нового аргумента. Отметим, что для трехмерного случая большинство матриц потеряли свойство симметрии. Однако, они, как показано выше, допускают представление в обобщенном виде. Благодаря этому становится возможной запись уравнений без трудоемкой процедуры составления для любого  $n$ -звенного механизма подобной структуры. В случае ветвления звеньев, например на переносимую ногу, после точки ветвления, у соответствующих элементов матриц, индексы которых больше или равны индексам звеньев после разветвления, следует сменить знак на противоположный.

Сравнивая уравнения движения на плоскости и в пространстве, можно получить закономерность записи уравнений трехмерного движения по соответствующему дифференциальному уравнению для двумерной модели. Приведем полученные закономерности. Для того, чтобы отличать элементы матриц пространственной и плоской моделей снабдим их верхними индексами «3D» и «2D» соответственно. Плоская и пространственная модели должны быть одинаковой структуры, т.е. иметь одинаковое количество звеньев, расположение точек ветвления, распределение масс на звене. Формулы для перехода имеют следующий вид.

$$\begin{aligned} {}^{3D}a_{ij}^\phi &= {}^{2D}a_{ij}^\phi \cos\psi_i \cos\psi_j, & {}^{3D}b_{ij}^\phi &= {}^{2D}a_{ij}^l l_i \cos\psi_i \sin\psi_j, \\ {}^{3D}\lambda_{ij}^\phi &= {}^{2D}\lambda_{ij}^\phi \cos\psi_i \cos\psi_j, & {}^{3D}d_{ij}^\phi &= {}^{2D}d_{ij}^\phi \cos\psi_i \cos\psi_j, \\ {}^{3D}e_{ij}^\phi &= {}^{2D}d_{ij}^\phi \cos\psi_i \cos\psi_j, & {}^{3D}g_{ij}^\phi &= - {}^{2D}h_{ij}^\phi l_j \cos\psi_i \sin\psi_j, \\ {}^{3D}h_{ij}^\phi &= {}^{2D}h_{ij}^\phi \cos\psi_i \cos\psi_j, & {}^{3D}k_{ij}^\phi &= - {}^{2D}\lambda_{ij}^\phi \cos\psi_i \sin\psi_j, \\ {}^{3D}p_i^\phi &= {}^{2D}p_i^\phi \cdot 0, & {}^{3D}\mu_i^\phi &= {}^{2D}\mu_i^\phi, \\ {}^{3D}a_{ij}^\psi &= - {}^{2D}a_{ij}^l l_i \cos\psi_i \sin\psi_j, \end{aligned}$$

$${}^{3D}b_{ij}^\psi = {}^{2D}a_{ij}^\phi (\sin\psi_i \sin\psi_j + \cos\psi_i \cos\psi_j / \cos(\phi_i - \phi_j)),$$

$${}^{3D}\lambda_{ij}^\psi = {}^{2D}h_{ij}^\phi (\cos\psi_i \sin\psi_j / \cos(\phi_i - \phi_j) - \cos\psi_j \sin\psi_i),$$

$${}^{3D}d_{ij}^\psi = {}^{2D}h_{ij}^\phi l_j \cos\psi_j \sin\psi_i,$$

$${}^{3D}e_{ij}^\psi = {}^{2D}h_{ij}^\phi l_j (\cos\psi_j \sin\psi_i - \cos\psi_i \sin\psi_j / \cos(\phi_i - \phi_j)),$$

$${}^{3D}g_{ij}^\psi = {}^{2D}d_{ij}^\phi \sin\psi_i \sin\psi_j, \quad {}^{3D}h_{ij}^\psi = {}^{2D}\lambda_{ij}^\phi \sin\psi_i \cos\psi_j,$$

$${}^{3D}k_{ij}^\psi = {}^{2D}h_{ij}^\phi (\sin\psi_j \sin\psi_i + \cos\psi_i \cos\psi_j / \cos(\phi_i - \phi_j)),$$

$${}^{3D}p_i^\psi = {}^{2D}p_i^\phi \cos\psi_i / \cos\phi_i, \quad {}^{3D}\mu_i^\psi = {}^{2D}\mu_i^\phi \Big|_{\phi \rightarrow \psi},$$

$${}^{3D}a_{ij}^l = {}^{2D}a_{ij}^l \cos\psi_i \cos\psi_j,$$

$${}^{3D}b_{ij}^l = {}^{2D}d_{ij}^l (\cos\psi_i \sin\psi_j - \sin\psi_i \cos\psi_j / \cos(\phi_i - \phi_j)),$$

$${}^{3D}\lambda_{ij}^l = {}^{2D}\lambda_{ij}^l (\cos\psi_i \cos\psi_j + \sin\psi_i \sin\psi_j / \cos(\phi_i - \phi_j)),$$

элементы несимметрической матрицы

$$D_i(\phi, \psi, l) = - (H_\phi(\phi, \psi, l))^T,$$

$$\begin{aligned}
{}^{3D}e_{ij}^l &= {}^{2D}d_{ij}^l (\sin\psi_i \sin\psi_j / \cos(\varphi_i - \varphi_j) + \cos\psi_i \cos\psi_j), \\
{}^{3D}g_{ij}^l &= -{}^{3D}a_{ij}^l \cos\psi_i \sin\psi_j, \quad {}^{3D}h_{ij}^l = {}^{2D}h_{ij}^l \cos\psi_i \cos\psi_j, \\
{}^{3D}k_{ij}^l &= -{}^{2D}d_{ij}^l (\cos\psi_i \sin\psi_j - \sin\psi_i \cos\psi_j / \cos(\varphi_i - \varphi_j)) / l_j, \\
{}^{3D}p_i^l &= {}^{2D}p_i^l \sin\psi_i / \sin\varphi_i, \quad {}^{3D}\mu_i^l = {}^{2D}\mu_i^l.
\end{aligned}$$

Чтобы в уравнении, полученном при дифференцировании по координате  $\varphi$ , перейти к трехмерной модели от двумерной необходимо элементы матриц, присутствующих в уравнениях для двумерной модели, умножить на произведение  $\cos\psi_i \cos\psi_j$ . Элементы матриц, отсутствующих в уравнениях двумерной модели, получаются из подходящих умножением на  $\cos\psi_i \sin\psi_j$ , и в некоторых матрицах на  $l_i$  или  $l_j$ . В остальных уравнениях зависимости сложнее.

Таким образом, впервые предложен метод записи дифференциальных уравнений движения для пространственного  $n$ -звенного стержневого механизма со звеньями переменной длины по соответствующим уравнениям плоского механизма.

### 5. ЧИСЛОВОЙ ПРИМЕР МОДЕЛИРОВАНИЯ ОПОРНО-ДВИГАТЕЛЬНОГО АППАРАТА ЧЕЛОВЕКА СО ЗВЕНЬЯМИ ПЕРЕМЕННОЙ ДЛИНЫ В ТРЕХМЕРНОМ ПРОСТРАНСТВЕ

Рассмотрим стержневую модель экзоскелета со звеньями переменной длины с сосредоточенными массами в трехмерном случае (рис. 2).

При эксплуатации экзоскелета может возникнуть ситуация, когда экзоскелет должен самостоятельно управляться. Например, для тренировок с помощью экзоскелета и его частей, необходимо чтобы управление осуществлялось с помощью заданного алгоритма.

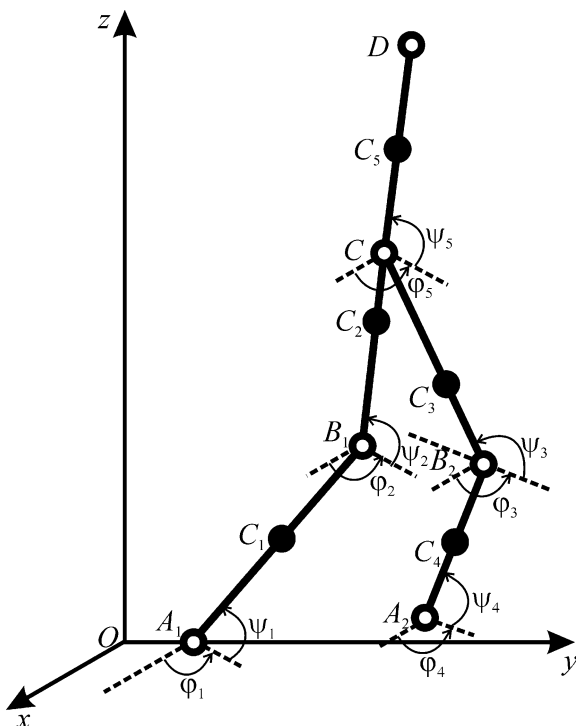


Рис. 2. Пространственная модель опорно-двигательного аппарата человека с пятью подвижными звеньями переменной длины

Значения параметров для численных расчетов: массы звеньев  $m_1 = m_4 = 2,91$  кг,  $m_2 = m_3 = 8,93$  кг,  $m_5 = 28,93$  кг, они распределялись в виде точечных масс – в шарнирах  $1/4$  и на стержне  $1/2$  от массы звена. Множители, задающие положение сосредоточенной массы на стержне, равны:  $n_{11} = n_{41} = 0,595$ ,  $n_{21} = n_{31} = 0,545$ ,  $n_{51} = 0,500$ .

Воспользуемся способом управления экзоскелетом с помощью аналитически задаваемых кинематических характеристик движения для трехмерного случая. Аналитические выражения и числовые значения параметров ходьбы к ним выбираются из условия синтеза антропоморфной периодической походки.

$$\begin{aligned}
\psi_1(t) &= \pi/2 + j_1 \sin[f_1 - (1 - \cos[2\pi t/T])\pi/2], \\
\psi_2(t) &= \pi/2 + j_2 \cos[f_2 - (1 - \cos[2\pi t/T])\pi/2], \\
\psi_3(t) &= \pi/2 + j_3 \cos[f_3 - (1 + \cos[2\pi t/T])\pi/2], \\
\psi_4(t) &= \pi/2 + j_4 \sin[f_4 - (1 + \cos[2\pi t/T])\pi/2], \\
\psi_5(t) &= \pi/2, \quad \varphi_1(t) = j_1 \sin[2\pi t/T], \quad \varphi_2(t) = j_2 \cos[2\pi t/T], \\
\varphi_3(t) &= j_3 \cos[2\pi t/T], \quad \varphi_4(t) = j_4 \sin[2\pi t/T], \\
\varphi_5(t) &= j_5 \cos[2\pi t/T], \quad l_1(t) = l_1^* + l_1^* l \sin[2\pi t/T], \\
l_2(t) &= l_2^* + l_2^* l \sin[2\pi t/T], \quad l_3(t) = l_3^* + l_3^* l \sin[2\pi t/T], \\
l_4(t) &= l_4^* - l_4^* l \sin[2\pi t/T], \quad l_5(t) = l_5^* + l_5^* l \sin[2\pi t/T].
\end{aligned}$$

где:  $T$  – период ходьбы,  $j_i$  и  $f_i$  – параметры ходьбы,  $l_i^*$  – начальная длина недеформированного звена,  $l$  – коэффициент изменения длины звена.

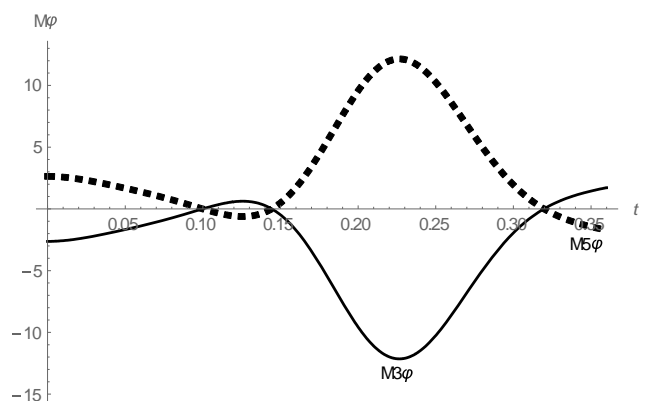


Рис. 3. Зависимости управляющих моментов в шарнирах-суставах модели опорно-двигательного аппарата человека от времени

Приведем в качестве примера полученные графики управляющих моментов рис. 3 и продольных сил рис. 4, для модели, представленной на рис. 2, получающиеся при задании кинематики движения в представленном выше виде.

Приведем кадр кинограммы пиктографической анимационной визуализации движения с заданной выше кинематикой, рис. 5.

Таким образом, решена задача синтеза управляющих воздействий при заданном движении экзоскелета, которая позволит создать базу данных реальных движений солдат в экзоскелете в разных ситуациях и, определив по движениям управляющие воздействия, использовать подходящие из них для управления экзоскелетом, в тех

ситуациях, когда человек не может самостоятельно обеспечить движение и управление экзоскелетом. Подобный подход для плоских моделей использовался ранее [1,2], здесь он обобщен на пространственный случай.

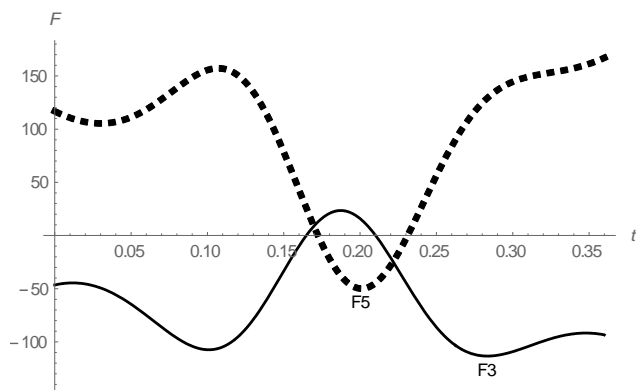


Рис. 4. Зависимости продольных сил, действующих вдоль звеньев модели опорно-двигательного аппарата человека от времени

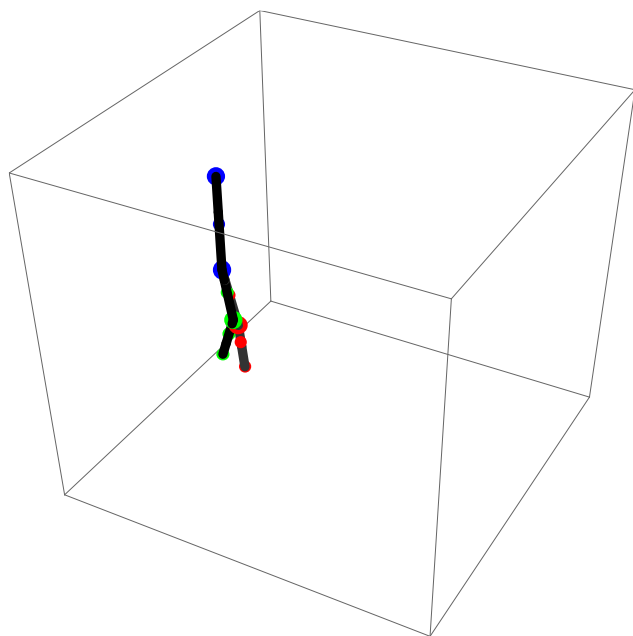


Рис. 5. Кадр кинограммы движения модели опорно-двигательного аппарата человека

#### 6. ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Благодаря ранее [2] полученным обобщениям для матриц, входящих в векторно-матричную форму записи систем дифференциальных уравнений движения, впервые разработан и предложен новый метод составления дифференциальных уравнений движения модели опорно-двигательного аппарата человека в пространстве на основе дифференциальных уравнений движения на плоскости. Данный метод отличается от способа составления при помощи уравнений Лагранжа второго рода высокой ско-

ростью, отсутствием взаимно уничтожающихся членов и подобных слагаемых. Он позволяет получить уравнения в упрощенном и структурированном виде, т.е. непосредственно готовые к использованию. Таким образом, у инженера появляется возможность быстро синтезировать большое количество моделей с заданным числом подвижных звеньев и выбирать из них оптимальную для решения конкретной задачи, выполнения заданного действия для человека или экзоскелета.

Предложен алгоритм управления пространственной моделью опорно-двигательного аппарата человека и на модельной задаче для пространственного механизма с пятью подвижными звеньями переменной длины определены управляющие воздействия – крутящие моменты в шарнирах-суставах и продольные силы, обеспечивающие изменение длины звена.

Разработанная пространственная модель нового поколения может быть применена к созданию экзоскелетов со звеньями переменной длины, которые являются комфортабельными при эксплуатации, на основе которой можно будет непосредственно создать реально работающий прототип экзоскелета.

Таким образом, предложен метод построения систем дифференциальных уравнений движения пространственного механизма по дифференциальным уравнениям плоского механизма соответствующей структуры со стержнями переменной длины. Разработанный метод является универсальным и может использоваться для построения систем дифференциальных уравнений движения различных актуальных и востребованных стержневых механизмов: манипуляторов, экзоскелетов, антропоморфных роботов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Borisov A.V., Rozenblat G.M. Modeling the Dynamics of an Exoskeleton with Control Torques in the Joints and a Variable Length of the Links Using the Recurrent Method for Constructing Differential Equations of Motion // ISSN 1064-2307, Journal of Computer and Systems Sciences International, 2018, Vol. 57, No. 2, pp. 319–347. © Pleiades Publishing, Ltd., 2018.
2. Borisov A.V., Rozenblat G.M. Matrix method of constructing the differential equations of motion of an exoskeleton and its control // Journal of Applied Mathematics and Mechanics 81 (2017). PP. 351-359.
3. Borisov A.V., Konchina L.V., Chigarev A.V. Twelve-Link Exoskeleton with Biological Endoskeleton Properties // Journal of Machinery Manufacturing and Automation. – Sept. 2015, Vol. 4 Iss. 3, PP. 23-37. Режим доступа: <http://www.academicpub.org/jmma/paperInfo.aspx?PaperID=16611>
4. Chigarev A.V., Borisov A.V. Simulation of controlled motion of the bipedal anthropomorphic mechanism // Russian Journal of Biomechanics. – 2011. – Vol. 15, No. 1(51). – P. 69-83.
5. Borisov A. V. Synchronization of Kinematic Chains of Human’s Musculoskeletal System and the Exoskeleton During Movement // Journal of Machinery Manufacturing and Automation. – 2016. – Vol. 5, Iss. 1. – P. 50-59. Режим доступа: <http://www.academicpub.org/jmma/paperInfo.aspx?PaperID=17003>
6. Chigarev A.V., Borisov A.V. Problems of strength at loading multilayer bones of the person // *Mechanika* 2009:

proceedings of the 14<sup>th</sup> international conference (April 2-3, 2009) / Kaunas University of Technology, Lithuania. – Kaunas : Technologija. – 2009. – P. 76-79.

7. Chigarev A.V., Borisov A.V. Mathematical model of distribution of the impact impulse in the lower finiteness of a person with a leg on bearing with allowance for element deformability // 16TH INTERNATIONAL CONGRESS ON SOUND AND VIBRATION 2009, ICSV 2009 Krakow, 05-09 July 2009. – P. 3856-3858.

8. Chigarev A.V., Borisov A.V. Calculation of the sizes of irreciprocal demolition of two ellipsoids of a software to the limit of a contact // Mechanika 2010 : proceedings of the 15<sup>th</sup> international conference (8, 9 April, 2010) /Kaunas University of Technology, Lithuania. – Kaunas : Technologijas. – 2010. – P. 116-121.

9. Borisov A. V. Elastic analysis of multilayered thick-walled spheres under external load // Mechanika. Kaunas University Of Technology. – 2010. – Nr. 4(84). – P. 28-32.

10. Chigarev A.V., Borisov A.V. A Model of Changing of Physical-Mechanical Properties and Accumulations of Damages in Joints of a Person // Mechanika 2011 : proceedings of the 16<sup>th</sup> international conference (7, 8 April, 2011) /Kaunas University of Technology, Lithuania. – Kaunas : Technologijas. – 2011. – P. 61-66.

11. Chigarev A.V., Borisov A.V. Mathematical Modeling of Human Posture Balance When Standing on One Foot // Consumer Electronics Times. – 2012. – Vol. 1, No. 1. – P. 12-17. Режим доступа: <http://www.academicpub.org/DownloadPaper.aspx?PaperID=1641>

12. Borisov A.V., Chigarev V., Krysko V. Nonlinear dynamics of a framed structure in case of biped gait: chaotization

and self-organization // Dynamical Systems Theory and Applications, DSTA 2013. Lodz, Poland, December 2-5. – 2013. – P. 99-108.

13. Чигарев А.В., Борисов А.В. Моделирование движения антропоморфного робота на плоскости с использованием пакета Mathematica // Информатика. – 2013. – № 2. – С. 5-10.

14. <http://www.umlab.ru/>

15. <http://www.ansys.com/>

16. <https://openmodelica.org/>

17. Формальский А.М. Перемещение антропоморфных механизмов. – М. : Наука, 1982. – 368 с.

18. Величенко В. В. Матрично-геометрические методы в механике с приложениями к задачам робототехники / А. В. Величенко. – М. : Наука, 1988. – 280 с.

19. Ивович В. А. Переходные матрицы в динамике упругих систем / В. А. Ивович. – М. : Машиностроение. – 1981. – 183 с.

20. Корнев Г. В. Введение в механику человека / Г. В. Корнев. – М. : Наука, 1977. – 264 с.

21. Basic biomechanics of the musculoskeletal system / [edited by] Margareta Nordin, Victor H. Frankel. – 3<sup>rd</sup> ed. – Lippincott Williams & Wilkins, 2001. – 467 P.

22. Piña-Martínez E. Inverse Modeling of Human Knee Joint Based on Geometry and Vision Systems for Exoskeleton Applications / Eduardo Piña-Martínez, Ernesto Rodríguez-Leal // Mathematical Problems in Engineering. – 2015. Volume 2015, Article ID 145734, 14 pages <http://dx.doi.org/10.1155/2015/145734>, Режим доступа: <http://www.hindawi.com/journals/mpe/2015/145734/>

# Synthesis of Controlled Multi-Link Models of the Musculoskeletal System of a Person with Links of Variable Length for Use in Creating an Exoskeleton

Borisov A.V., Konchina L.V., Maslova K.S.

Branch of the "national research UNIVERSITY "MPEI" in Smolensk

Smolensk, Russian Federation

[BorisowAndrej@yandex.ru](mailto:BorisowAndrej@yandex.ru), [la\\_kon@mail.ru](mailto:la_kon@mail.ru), [maslowaksushal@yandex.ru](mailto:maslowaksushal@yandex.ru)

**Abstract.** The work considers the modeling of the movements of human-machine systems in the form of multi-link spatial anthropomorphic mechanisms with variable-length links, the configuration changes of which occur due to control actions and controlled changes in the link lengths. The presented task is fundamental, having many practical applications. The scientific novelty of the study is the creation of mechanical core systems with controlled links of variable length, as applied to the biomechanics of human movements, exoskeletons and anthropomorphic robots. The significance of the study lies in the development of a new class of transport robotic devices of an anthropomorphic structure, the creation of their spatial models and the synthesis of new algorithms for controlling targeted movement, the study of the

movements of mechanisms on the surface, the study of the joint functioning of the human-machine system. As a result of the study, a model of the human musculoskeletal system in the form of a spatial mechanism with controlled links of variable length was developed, algorithms for controlling their movements, which are implemented using friction forces that provide communication with the supporting surface, are proposed, numerical simulation is carried out.

**Keywords:** exoskeleton, endoskeleton, hinge, variable-length link, control, differential equation system, matrix form.

# Конструктивное преобразование корпуса двухступенчатого редуктора в трансформер

Лукьянов А.С., Дмитриева Л.А., Чихачева О.А.

Московский политехнический университет  
Москва, Россия

salek61@mail.ru, dm-dmitrieva@mail.ru, chihaoa@mail.ru

**Аннотация.** Разработана конструкция корпуса двухступенчатого редуктора в виде двух половин для каждой ступени с возможностью их свободного вращения вокруг оси промежуточного вала. Две половины корпуса редуктора выполнены в виде полых цилиндров, внутри которых размещены зубчатые передачи. Промежуточный вал редуктора является общим для двух половин. Кроме того, на наружной поверхности одной или двух половин могут располагаться две сдвигающиеся опоры с возможностью их фиксации относительно своей половины. Угол поворота двух половин корпуса может быть зафиксирован либо с помощью двух опор, закрепленных на основании, либо с помощью специально сконструированного кронштейна. Указанные конструктивные изменения преобразуют корпус редуктора в трансформер, который значительно упрощает установку центровки валов при монтажных и ремонтно-наладочных работах. Кроме того, при использовании разработанной конструкции корпуса-трансформера в приводе конвейера можно отказаться от механизмов натяжения гибкой связи ременных и цепных передач, работающих в паре с ним.

**Ключевые слова:** корпус редуктора, центровка, трансформер, промежуточный вал, опора, кронштейн, ступень.

## ВВЕДЕНИЕ

В приводах машин, в том числе и конвейерах, широко распространены цилиндрические двухступенчатые редукторы [1], выполненные как по развёрнутой, так и по соосной схеме (рис.1). Отличие этих схем в основном заключается в положении входного и выходного валов относительно друг друга.

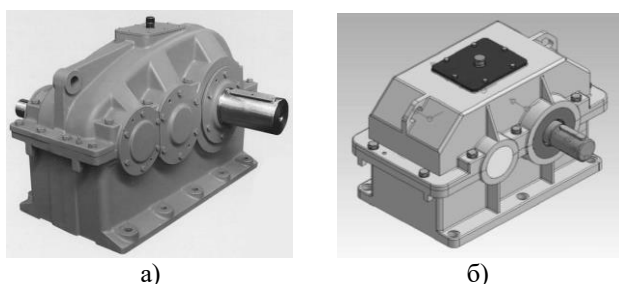


Рис. 1. Цилиндрические двухступенчатые редуктора, выполненные по развёрнутой (а) и соосной схеме (б)

Указанные редуктора могут передавать высокие крутящие моменты и имеют жёсткие корпуса с опорами валов, расположенных неподвижно относительно опор самого корпуса. При монтаже привода конвейера с такими редукторами потребуется изготовления рамы как минимум с тремя плоскостями А, В и С, расположенными на разной

высоте (рис.2 а): первая плоскость А под опоры приводного вала конвейера, вторая В – под редуктор, а третья С – под установку электродвигателя.

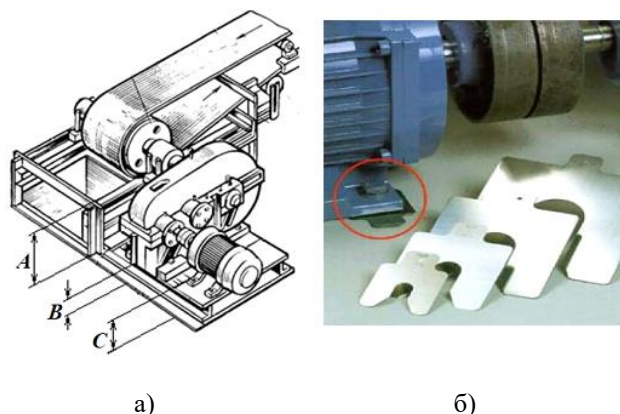


Рис. 2. Монтаж и центровка агрегатов привода (а) с применением набора калиброванных пластин (б)

Известно, что точность положения этих плоскостей в раме невысокая, и поэтому в дальнейшем потребуются изготовление установочных шайб (калиброванных пластин) различной толщины (рис.2 б) под опоры редуктора или двигателя для обеспечения приемлемых радиальных смещений валов, соединяемых муфтами. Существуют фирмы [2] специализирующиеся по установке центровки агрегатов при монтажных и ремонтно-наладочных работах для всех размеров механизмов. Например, калиброванные пластины серии VALTECH-23458N [2]. Если в приводе конвейера присутствует передача с гибкой связью (ременная или цепная), то монтаж их упрощается и есть возможность устранить в раме одну из трёх плоскостей. Однако, наличие передачи с гибкой связью потребует от монтажников установки механизма её натяжения и устройств для снятия и надевания ремня или цепи. Всё это усложняет и удорожает монтаж привода конвейера.

## АКТУАЛЬНОСТЬ КОНСТРУКТИВНОГО ПРЕОБРАЗОВАНИЯ КОРПУСА ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

В настоящее время многие заводы, выпускающие редуктора, стремятся придать конструкции корпуса некоторую универсальность, которая состоит в добавлении опорных поверхностей сверху на крышке и сбоку корпуса, а также сделать опоры редуктора съёмными (рис.3)

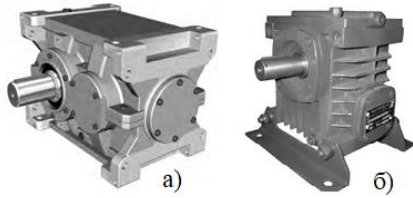


Рис. 3. Опоры корпусов современных редукторов

Однако дополнительные опоры на крышке и корпусе значительно увеличивают вес редуктора, его стоимость и металлоёмкость (рис.3 а)). Съёмные опоры хоть и не увеличивают вес редуктора (рис.3 б)), но количество мест их крепления ограничено двумя или тремя, что также не сильно упрощает его монтаж в приводе. При этом для обеспечения центровки валов также потребуются калиброванные пластины.

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью данной работы является конструирование цилиндрического двухступенчатого редуктора с изменяющейся компоновкой от развёрнутой до соосной схемы и большим количеством возможных положений его опор, т.е. преобразование его в так называемый трансформер. Кроме того, для такого редуктора необходимо спроектировать приспособление для обеспечения механизма натяжения и устройства снятия и надевания гибкой связи.

Для достижения указанной цели использована конструктивная особенность двухступенчатого редуктора: промежуточный вал является общим для двух передаточных ступеней, в отличие от входного (быстроходного) и выходного (тихоходного) вала. Кроме того, вокруг промежуточного вала выходной и входной вал могут быть повернуты на любой угол, не влияя на работу редуктора. Поэтому корпус редуктора делим на две половинки, так, что каждая ступень заключена в свой отдельный корпус. Общим для этих двух корпусов является промежуточный вал, одна опора которого стоит в одном корпусе, а другая – во втором. Оба корпуса быстроходной и тихоходной ступени соединяются шарнирно по цилиндрической поверхности с общей осью промежуточного вала (рис.4).

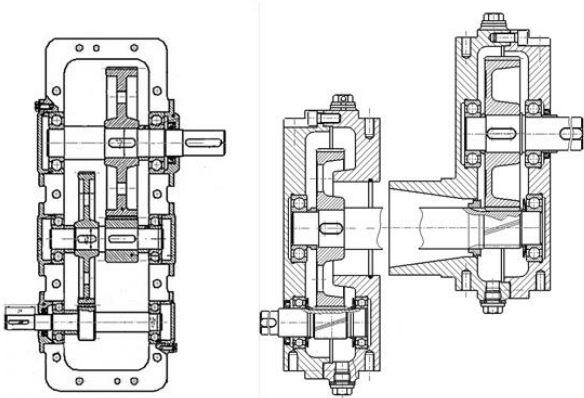


Рис. 4. Разделение общего корпуса редуктора на два отдельных с общим промежуточным валом

Отдельные корпуса выполнены цилиндрической формы и соединены друг с другом в радиальном направлении по цилиндрическим поверхностям, образующим опору скольжения, а в осевом направлении стандартным пружинным стопорным кольцом. На образованной опоре скольжения выполнена канавка для размещения стандартного защитного резинового кольца, удерживающего протекание масла наружу. На внешней стороне каждого корпуса выполнены две цилиндрические поверхности 1 и 2 с шестью резьбовыми отверстиями для крепления опор (рис.5).

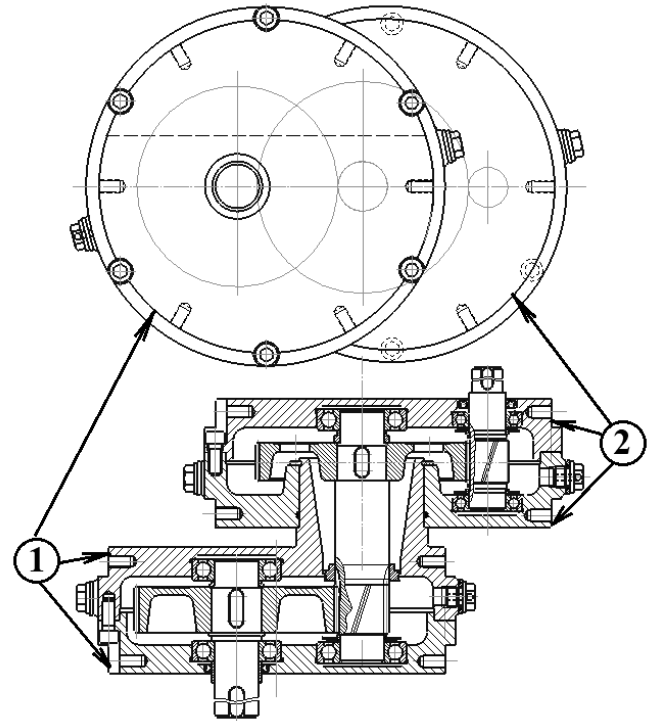


Рис. 5. Цилиндрические поверхности 1 и 2 с резьбовыми отверстиями для опор.

Для разрабатываемого редуктора сконструированы две одинаковые опоры (рис.6). Крепление двух опор возможно на двух цилиндрических поверхностях 1 и 2 (рис.5) из имеющихся четырёх.

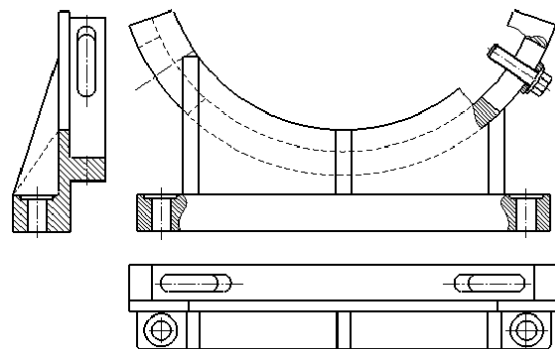


Рис. 6. Чертеж опоры редуктора



В зависимости от мест крепления двух опор и поворота корпусов ступеней друг относительно друга возможно преобразование разработанного редуктора из развёрнутого в соосный (рис.7).

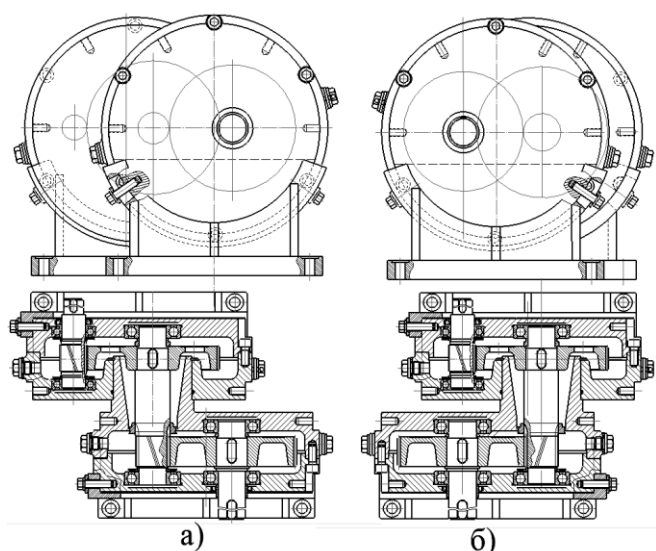


Рис. 7. Преобразование развёрнутого редуктора (а) в соосный (б) за счёт поворота корпуса тихоходной ступени и его опоры на 180°

Здесь одна опора закреплена с внешней стороны на корпусе быстроходной ступени, а другая – с внешней стороны на корпусе тихоходной ступени. Крепление двух опор на одной плоскости обеспечивается возможностью их перестановки по периметру опорной цилиндрической поверхности с доводкой за счёт имеющихся прорезей. Такое положение опор, прикреплённых к одной плоскости, не даёт возможность поворота корпусов ступеней относительно друг друга и обеспечивает общий жёсткий корпус.

В разрабатываемом редукторе с целью упрощения совмещены устройства вентиляции и контроля уровня масла, а также его слива. Каждый корпус снабжён двумя одинаковыми по резьбе сливной и вентиляционной пробкой (рис.8).

Сливная пробка выполняет также и функцию контрольной пробки. Корпус поворачивается на угол 15° между горизонталью и осью расположения двух пробок. Пробки вывернуты. Масло заливается в отверстие от сапуна до момента его выхода через отверстие контрольной (сливной) пробки. Таким образом обеспечивается необходимый уровень масла и две пробки завинчиваются. Если из-за регулирования положения валов сапун оказывается под линией уровня масла, то он меняется местом со сливной пробкой. Для слива масла корпус поворачивается до соответствующего положения сливной пробки.

Разработанный редуктор может не только быть преобразован из развёрнутого в соосный, у которых межосевые линии ступеней совпадают по горизонтали. Между этими линиями ступеней можно сделать любой угол, если две опоры закрепить на корпусе одной ступени,

а угол между линиями ступеней зафиксировать с помощью сконструированного кронштейна (рис.9)

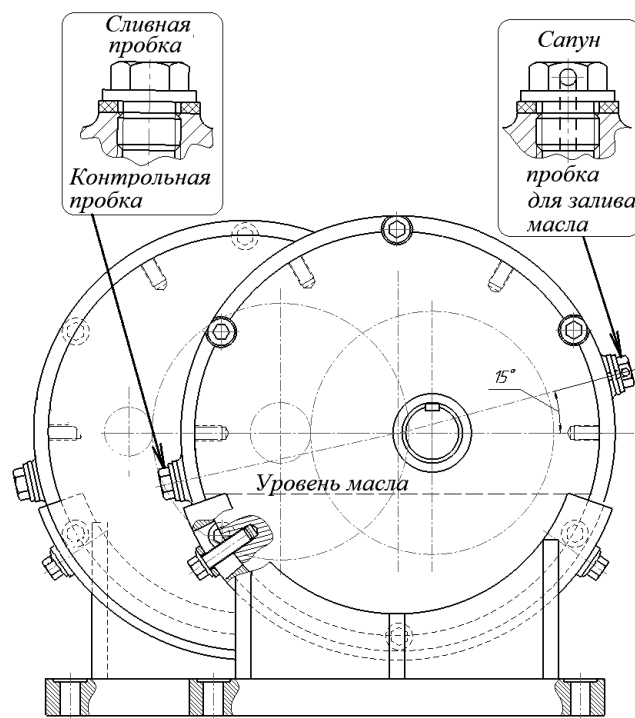


Рис. 8. Устройства вентиляции и контроля уровня масла в редукторе

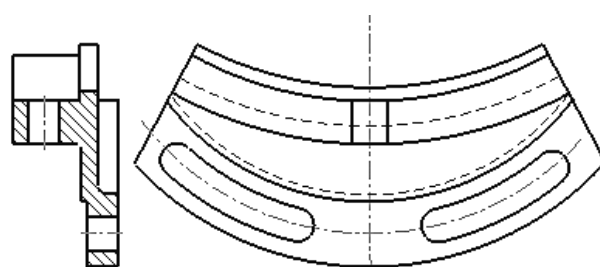


Рис. 9. Кронштейн для закрепления двух корпусов ступеней под любым необходимым углом

Кронштейн жёстко крепит между собой прилегающие плоскости корпусов ступеней с возможностью плавного изменения угла между межосевыми линиями. Это позволяют выполненные на плоскости кронштейна прорези, расположенные в местах отверстий с резьбой. С другой стороны, кронштейн жёстко крепится винтом к цилиндрической поверхности, свободной от опоры (рис.10).

Следует отметить, что с помощью этого же кронштейна обеспечивается и натяжение гибкой связи (цепи (рис.10) и поликлинового ремня (рис.11)) передачи, работающей в паре с редуктором. С помощью этого кронштейна происходит снятие и установка цепи (ремня).

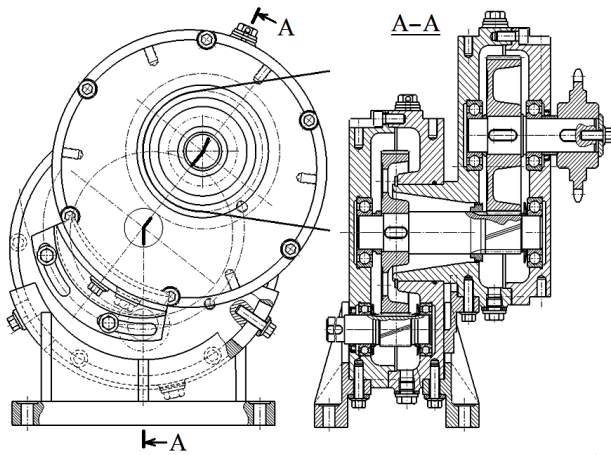


Рис. 10. Фиксирование угла равного  $150^\circ$  между межосевыми линиями ступеней с помощью кронштейна, обеспечивающее также и натяжение цепи

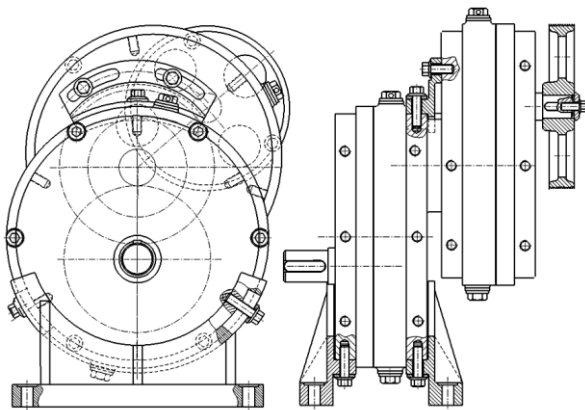


Рис. 11. Механизм натяжения поликлинового ремня в разработанном редукторе путём изменения межцентрового расстояния

Если для натяжения ремня (цепи) требуется упругий элемент в виде пружины, то можно использовать выпускаемые в настоящее время [3,4,5] спиральные пружины кручения из проволоки или ленты (рис.11)

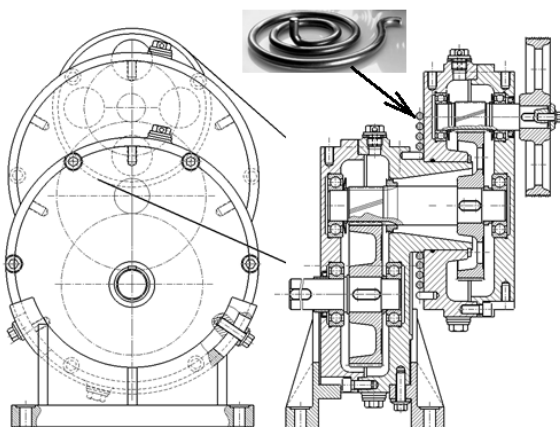


Рис. 12. Натяжение поликлинового ремня с помощью спиральной пружины кручения

Зона 1 (рис.13) возможного расположения входного вала в вертикальном и горизонтальном направлении при креплении опор к корпусу тихоходной ступени имеет значительные размеры по сравнению с зоной 2 выходного вала. При креплении опор к корпусу быстроходной ступени картина изменится на противоположную. Это ещё больше упрощает его монтаж с различными элементами привода.

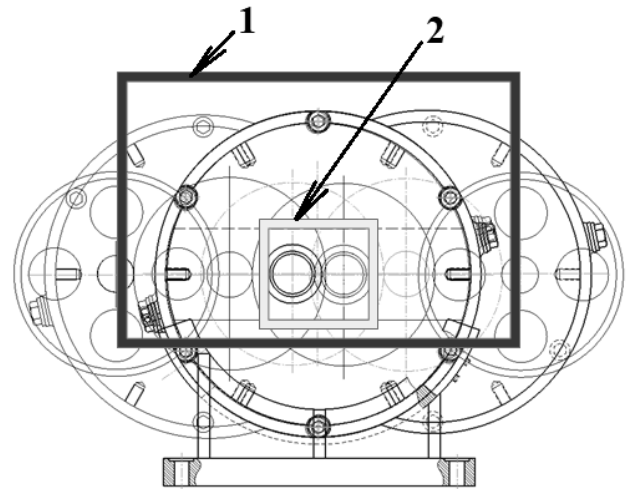


Рис. 13. Зона возможного расположения входного вала 1 и выходного вала 2 в вертикальном и горизонтальном направлении при креплении опор к корпусу тихоходной ступени

#### Выводы

Как видно, разработанный редуктор значительно упрощает его монтаж в приводе конвейера по сравнению с развёрнутыми и соосными редукторами (рис.1). С помощью такого редуктора все элементы привода могут быть размещены на одной плоскости (в отличие от трёх в приводе рис.2). В этом случае электродвигатель и разработанный редуктор с помощью изменения своей компоновки и перемещения на плоскости перпендикулярно оси приводного вала возможно соединить муфтами без привлечения установочных шайб и прокладок различной толщины (рис.14).

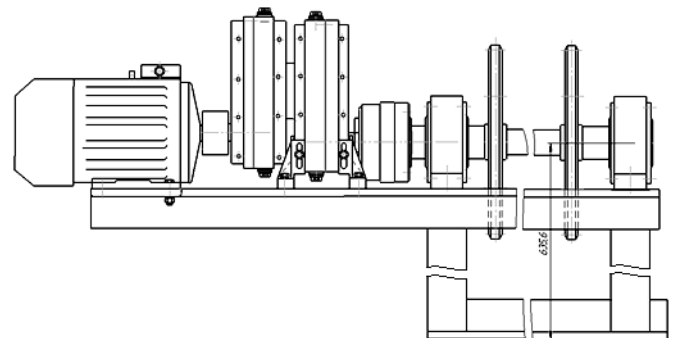


Рис. 14. Монтажный чертёж конвейера с размещением всех элементов привода на одной плоскости

---

---

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев О.П. Конструирование узлов и деталей машин / О.П. Дунаев, П.Ф. Леликов. – М.: Издательский центр «Академия», 2003. – 496 с.
2. <https://docplayer.ru/30267199-Fixturlaser-ха-ekspress-centrovka-ot-fixturlaser.html> (дата обращения 19.12.2019).
3. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. – 5-е изд., перераб. и доп. / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1980. – 728 с., ил.
4. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. Т. 2. – 5-е изд., перераб. и доп. / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1980. – 559 с., ил.
5. Ануриев В.И. Справочник конструктора машиностроителя: В 3-х т. Т. 3. – 5-е изд., перераб. и доп. / В.И. Ануриев. – М.: Машиностроение, 1980. – 557 с., ил.

## Constructive Conversion of the Housing of a Two-Stage Gearbox to a Transformer

Lukyanov A.S., Dmitrieva L.A., Chihacheva O.A.

Moscow Polytechnic University

Moscow, Russia

salek61@mail.ru, dm-dmitrieva@mail.ru, chihaoa@mail.ru

*Abstract.* A housing design for a two-stage gearbox in the form of two halves for each stage with the possibility of their free rotation around the axis of the intermediate shaft has been developed. Two halves of the gear case are made in the form of hollow cylinders, inside of which gears are placed. The intermediate shaft of the gearbox is common to the two halves. In addition, on the outer surface of one or two halves, two movable supports can be located with the possibility of their fixation relative to their half. The angle of rotation of the two halves of the body can be fixed either with the help of two supports fixed on the base, or with the help of a specially designed bracket. These design

changes transform the gear housing into a transformer, which greatly simplifies the installation of shaft alignment during installation and repair work. In addition, when using the developed design of the transformer case in the conveyor drive, it is possible to abandon the tension mechanisms of flexible coupling of belt and chain transmissions working in tandem with it.

*Keywords:* gear housing, alignment, transformer, countershaft, support, bracket, stage.

# Вариаторные механизмы привода задвижек трубопроводов

Проскуряков Н.Е., Лопа И.В.  
Тульский государственный университет  
Тула, Россия  
profnick1951@gmail.com

Жукаев А.И.  
Федеральное государственное унитарное предприятие  
«РФЯЦ-ВНИИЭФ»  
Саров, Россия

**Аннотация.** Разработана математическая модель определения перепада давления в трубопроводе при переменной скорости опускания затвора трубопровода. Установлено, что при непрерывном снижении скорости опускания затвора существенно понижается перепад давления в трубопроводе до и после затвора. Предложены новые конструкции самоуправляемого привода задвижек трубопроводов, обеспечивающие плавное уменьшение скорости опускания затвора при перекрытии трубопровода. Показано, что данные конструкции более эффективны по сравнению с приводом с постоянной скоростью опускания затвора.

**Ключевые слова:** перекрытие потока, арматура, задвижка, перепад давлений, герметизация трубопровода, самоуправляемый привод.

## ВВЕДЕНИЕ

Бурное развитие трубопроводов и рост протяженности их сетей вызвали необходимость совершенствования арматуры, предназначенной для быстрого отключения участка трубопровода в случае возникновения в нем аварийных условий, называемой задвижками, затворами и т.д. Основными видами промышленной запорной арматуры являются задвижки, которые можно классифицировать как клиновые и шиберные [1]. Клиновыми называют задвижки, имеющие затвор в виде плоского «клина». Причем угол клина соответствует углу уплотнительных поверхностей затвора. Конструкция затвора обеспечивает в закрытом положении хорошую герметизацию. Клиновая задвижка применяется при необходимости обеспечения полной герметичности трубопровода в закрытом положении затвора. В шиберной задвижке рабочий орган имеет форму пластины, которая способна разделять между собой твердые фракции, содержащиеся в перемещаемой среде, например песок, шлак и так далее. Широко применяются, например, в металлургической промышленности, где среда имеет повышенную вязкость и характеризуется наличием различных по размерам твердых частиц.

В связи с возрастающей ролью автоматизации управления производственными процессами, а также с необходимостью обеспечения безопасности, увеличивается роль электрического привода задвижками, ее дистанционного управления, что вызывает усложнение конструкций, как механизма привода, так и исполнительного механизма. Представляются актуальными установление взаимосвязей между характеристиками трубопровода, транспортируемой среды и конструкцией запорного механизма, и разработка новых механизмов

управления задвижкой, обеспечивающих надежное и безопасное перекрытие трубопровода.

## АКТУАЛЬНОСТЬ

В работе [2] показано, что от задвижек требуется, возможно, быстрое перекрытие потока без разрушения самого трубопровода [3] или элементов запорного устройства [4] в результате гидравлического удара. Исследованием гидравлического удара занимался русский учёный Жуковский Николай Егорович (1847-1921). Конечно, и до него рассматривали данную проблему, но именно он первым разработал теорию гидроудара. Н.Е. Жуковский вывел формулу для определения повышения давления жидкости при гидравлическом ударе [5]:

$$\Delta P_{уд} = \rho \cdot \Delta v \cdot c$$

где  $\Delta P_{уд}$  - скачок давления, Па;  $\rho$  - плотность жидкости, кг/м<sup>3</sup>;  $\Delta v$  - произошедшее изменение скорости (при полной остановке - скорость потока перед остановкой), м/с;  $c$  - скорость распространения ударной волны, м/с.

Л. Аллиев исследовал гидравлический удар в трубопроводе, имеющем постоянными диаметр и скорость распространения ударных волн [6, 7]. Исследования Н.А. Картвелишвили [8], Э.П. Ашиянца [9], Д.Н. Смирнова [10] и других показали, что при гидравлических ударах определяющую роль играет скорость перекрытия потока. Определение безопасной скорости опускания затвора до сих пор является актуальной задачей [11].

Представляются актуальной задачей разработка механизмов управления задвижкой, позволяющих непрерывно уменьшать скорость опускания затвора в процессе перекрытия прохода в трубопроводе.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Известно техническое решение [12], позволяющее осуществить двух скоростное опускание запорного элемента. При этом, как показано в работе [13] существенно снижается перепад давления, что, в свою очередь, повышает безопасность трубопроводного транспорта. Недостатками двух скоростных приводов является ступенчатое изменение скорости опускания затвора (резкое изменение скорости может вызвать квазигидравлический удар) и постоянный крутящий момент на шпинделе в конце закрытия затвора, а, следовательно, и постоянная сила герметизации трубопровода. Непрерывное снижение скорости опускания ножа по мере сужения прохода в трубопроводе, наоборот, позволяет избежать гидравлического удара и, кроме того, в

конец закрытия крутящий момент на шпинделе и сила герметизации будут возрастать до максимального значения.

#### ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Согласно уравнению Бернулли:

$$\rho \cdot V(t)^2/2 + P(t) = const \quad (1)$$

где  $V(t)$  - функция изменения скорости частиц во времени;  $\rho$  - плотность среды;  $P(t)$  - функция изменения давления во времени.

Для несжимаемой жидкости

$$S(t) \cdot V(t) = Q(t), \quad (2)$$

где  $S(t)$  - функция изменения площади поперечного сечения во времени;  $Q(t)$  - поток жидкости (объем жидкости, проходящий через поперечное сечение за единицу времени).

При закрытии заслонки площадь поперечного сечения трубопровода уменьшается, скорость течения жидкости за заслонкой возрастает и давление уменьшается. Причем сужение сечения, ускорение жидкости и уменьшение давления происходят в сечении с фиксированной координатой, следовательно, целесообразно говорить о разности давлений до и после затвора, т.е.  $P(t) \cong \Delta P(t)$ .

Продифференцируем уравнение (1) по времени:

$$\frac{\partial(\Delta P(t))}{\partial t} = \rho V(t) \frac{\partial V(t)}{\partial t}. \quad (3)$$

Производная  $\frac{\partial V(t)}{\partial t}$  из уравнения (2) определится как:

$$\frac{\partial V(t)}{\partial t} = \frac{\frac{\partial Q(t)}{\partial t} \cdot S(t) - Q(t) \cdot \frac{\partial S(t)}{\partial t}}{S^2(t)}. \quad (4)$$

Так как  $V(t) = Q(t)/S(t)$ , то

$$\frac{\partial(\Delta P(t))}{\partial t} = \rho \frac{Q(t)}{S(t)} \cdot \frac{\frac{\partial Q}{\partial t} \cdot S(t) - Q(t) \cdot \frac{\partial S(t)}{\partial t}}{S^2(t)}. \quad (5)$$

Теперь, интегрируя (5) на протяжении времени закрытия затвора  $T$ , находим перепад давления  $\Delta P$ , связанный с законом изменения площади поперечного сечения затвора во времени:

$$\Delta P = \rho \int_0^T \frac{Q(t) \cdot S(t) \cdot \frac{\partial Q(t)}{\partial t} - Q^2(t) \cdot \frac{\partial S(t)}{\partial t}}{S^3(t)} dt. \quad (6)$$

В качестве закона уменьшения потока при перекрытии трубопровода рассматривались 3 функции:

- экспоненциальная  $Q(t) = Q_0 \cdot e^{-\alpha t}$ ;
- линейная  $Q(t) = Q_0 - \alpha t$ ;
- линейно-экспоненциальная  $Q(t) = (Q_0 - \alpha t) \cdot e^{-a t}$

где  $Q_0$  - начальный расход жидкости;  $\alpha$  и  $a$  - аппроксимирующие коэффициенты.

На рис. 1 эти зависимости представлены: кривая 1 - экспоненциальная, кривая 2 - линейная, кривая 3 - линейно-экспоненциальная.

Из рис. 1 можно сделать выводы, что кривая 1 не удовлетворяет граничным условиям (расход продолжается при полном перекрытии потока), а кривая 3 больше соответствует экспериментальным данным.

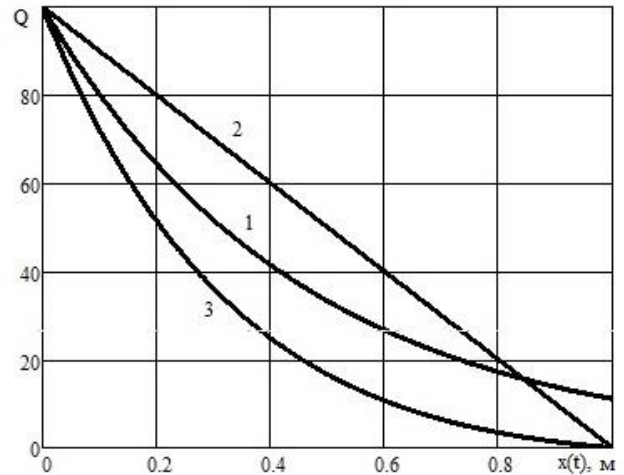


Рис. 1. Зависимости, учитывающие уменьшение потока при перекрытии трубопровода: 1 - экспоненциальная; 2 - линейная; 3 - линейно-экспоненциальная

В дальнейшем предлагается использовать линейно-экспоненциальную зависимость:

$$Q(t) = (Q_0 - \alpha t) \cdot e^{-a t}. \quad (7)$$

Подставим (7) в (6) и получим выражение для перепада давления, учитывающее уменьшение расхода жидкости при закрытии трубопровода по линейно-экспоненциальной зависимости:

$$\Delta P = \rho \int_0^T \left( \frac{(Q_0 - \alpha \cdot t) \cdot e^{-a t} \cdot S(t) \cdot \frac{\partial(Q_0 - \alpha \cdot t) \cdot e^{-a t}}{\partial t}}{S^3(t)} - \frac{(Q_0 - \alpha \cdot t)^2 \cdot e^{-2a t} \cdot \frac{\partial S(t)}{\partial t}}{S^3(t)} \right) dt \quad (8)$$

Для затвора с полукруглым торцом функция, описывающая изменение площади поперечного сечения во времени при опускании затвора со скоростью  $v(t)$  имеет вид:

$$S(t) = \pi r^2 - 2 \left[ r^2 \cos \left[ \frac{\left( r - \frac{v(t)t}{2} \right)}{r} \right] - \left( r - \frac{v t}{2} \right) \sqrt{1 - \left( \frac{r - \frac{v(t)t}{2}}{r} \right)^2} \right], \quad (9)$$

где  $r$  - радиус прохода трубопровода.

Подставляя (9) в (8) и производя интегрирование (8), получим значение перепада давления при закрытии трубопровода.

На рис. 2 представлены зависимости перепада давления во времени при диаметре трубопровода 1м: кривая 1 - с постоянной скоростью  $v = 0,016$  м/с; кривая 2 - с переменной скоростью, изменяющейся по линейному закону с начальной  $v_0 = 0,016$  м/с до  $v_K = 0,008$  м/с в конце закрытия затвора. Видно, что время закрытия возрастает до 80 с (при постоянной скорости закрытия - 60 с), при этом

перепад давления уменьшается в 4 раза. Следует отметить, что давление, определенное по предложенной формуле (8) и определенное по формуле Н.Е. Жуковского близки. Но формула Н.Е. Жуковского не учитывает временной фактор, а оценивает только максимальное давление при мгновенном перекрытии потока. Анализ рис. 2 позволяет сделать вывод, что использование механизма, обеспечивающего переменную скорость опускания затвора целесообразно, так как позволяет существенно понизить ударное давление в трубопроводе при быстром перекрытии транспортируемого потока.

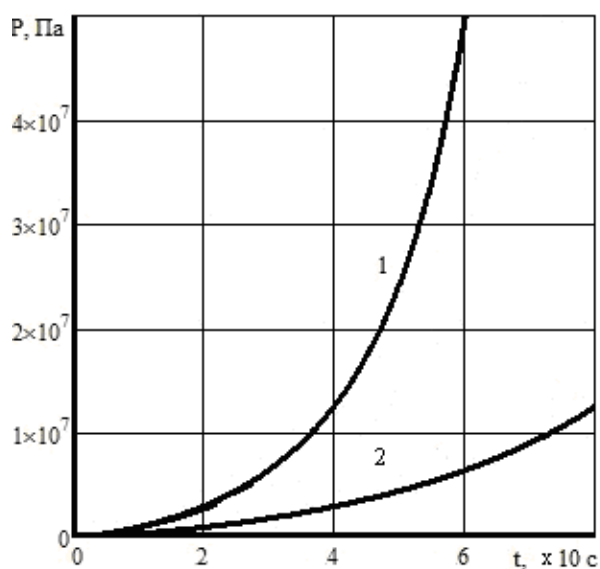


Рис. 2. Зависимость перепада давления в трубопроводе во времени при разных скоростях опускания затвора: 1 – при  $v = 0,016$  м/с; 2 – при переменной скорости опускания затвора

#### ПРАКТИЧЕСКАЯ ЗНАЧИМОСТЬ

На рис. 3 изображена схема вариаторного механизма привода затвора, обеспечивающего уменьшение скорости опускания запорного элемента при перекрытии трубопровода.

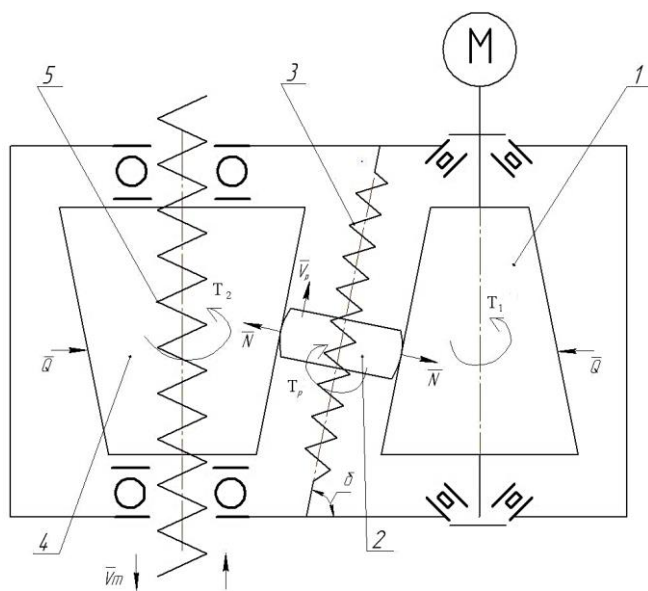


Рис. 3. Схема фрикционного механизма

Механизм состоит из конических ведущего 1 и ведомого 4 роликов, между которыми зажат промежуточный цилиндрический ролик 2, подвижный относительно своей оси за счет резьбы на оси 3. Ведомый ролик 4 закреплен на винтовом валу – шпинделе 5.

Принцип работы привода заключается в следующем. В начале закрытия затвора промежуточный ролик 2 находится в нижнем положении. При вращении ведущего ролика промежуточный ролик за счет трения тоже начинает вращаться и приводит во вращение ведомый ролик 4. Так как промежуточный ролик 2 закреплен на неподвижном винте 3, он начинает перемещаться по резьбе вдоль оси в верх. При этом передаточное число привода увеличивается, скорость вращения ведомого ролика 4 уменьшается, а крутящий момент – наоборот возрастает. Ведомый ролик 4 закреплен в осевом направлении и имеет только вращательное движение, которое преобразуется в поступательное движение шпинделя запорный орган которого обеспечивает перекрытие потока, причем скорость опускания запорного органа при этом уменьшается, а сила, герметизирующая трубопровод – увеличивается, что благоприятно влияет на условие работы передачи «винт-гайка» механизма перемещения шпинделя [14, 15, 16].

Недостатками рассмотренной ранее конструкции является фрикционный принцип (соответственно малые передаваемые мощности), большие сжимающие нагрузки на промежуточную ось 3, что может привести к потере ее продольной устойчивости [17], а также большие потери на крутильно-сдвиговые нагрузки при перемещении промежуточного ролика [18], и существенные контактные давления [19]. Ниже мы предлагаем схему механизма, который работает на принципах зацепления, что позволяет передавать большие мощности и не требует больших сил прижатия ведущего, промежуточного и ведомого звена (см. рис. 4).

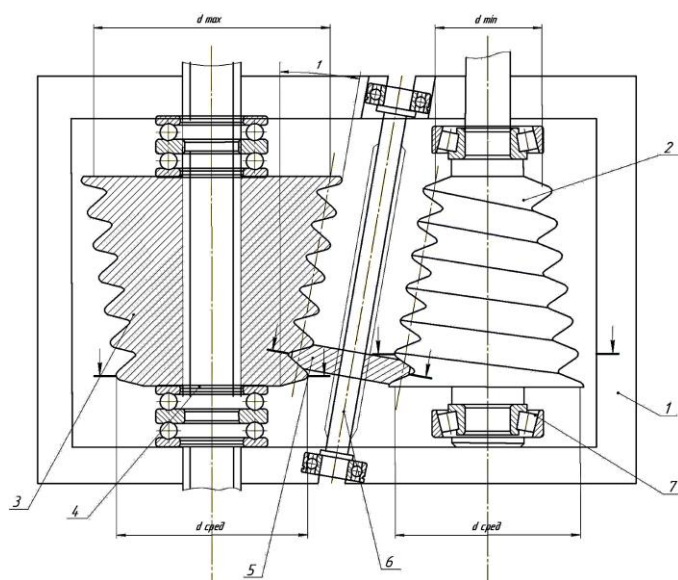


Рис. 4. Схема механизма зацеплением

Привод состоит из корпуса 1, конических ведущего 2 и ведомого 3 роликов с трапецидальной резьбой [20,21], между которыми зажат промежуточный ролик 5, подвижный вдоль своей оси за счет шлицевого вала 6,

вращающегося вместе с промежуточным роликом 5. Ведомый ролик 3 закреплен на валу – шпинделе 4.

Принцип работы привода заключается в следующем. В момент команды на закрытие затвора промежуточный ролик 5 находится в нижнем положении, в котором передаточное число привода равно единице. При вращении ведущего ролика промежуточный ролик 5 за счет трения тоже начинает вращаться вместе с промежуточным валом 6 и приводит во вращение ведомый ролик 3. Так как промежуточный ролик 5 закреплен на шлицах вала 6, он начинает перемещаться по шлицам вдоль оси в верх. При этом передаточное число привода увеличивается, скорость вращения ведомого ролика 3 уменьшается, а крутящий момент – наоборот возрастает. Ведомый ролик 3 закреплен в осевом направлении и имеет только вращательное движение, которое преобразуется в поступательное движение шпинделя запорный орган которого обеспечивает перекрытие потока с переменной скоростью.

Было проведено компьютерное моделирование работы предложенных механизмов. На рис. 5 представлен скриншот работы программы для фрикционного механизма, а на рис. 6 – для механизма зацеплением.

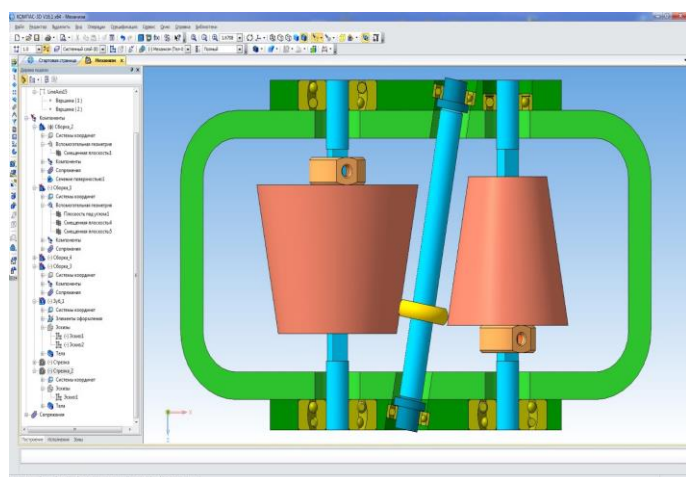


Рис. 5. Скриншот работы программы для фрикционного механизма

Проведенный компьютерный эксперимент подтвердил работоспособность предложенных механизмов.

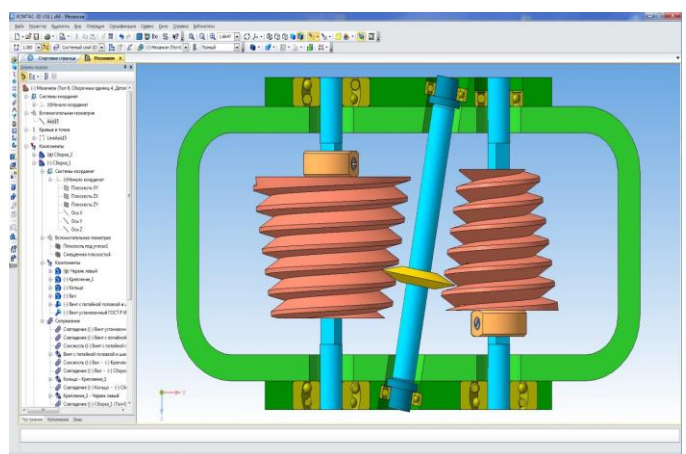


Рис. 6. Скриншот работы программы для механизма зацеплением

Была изготовлена натуральная модель фрикционного привода, фотография которого приведена на рис. 7.



Рис. 7. Опытный образец фрикционного механизма привода затвора

В ходе проведенных испытаний была установлена работоспособность фрикционного механизма, а также подтверждены его основные технические характеристики. На этот привод запорной арматуры трубопроводов получен патент на полезную модель [22].

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Таким образом, разработана математическая модель определения перепада давления в трубопроводе при переменной скорости опускания затвора трубопровода. Установлено, что при непрерывном снижении скорости опускания затвора существенно понижается перепад давления в трубопроводе до и после затвора. Кроме того, в конце закрытия крутящий момент на шпинделе и сила герметизации будут возрастать до максимального значения.

Предложены новые конструкции самоуправяемого механизма привода задвижек трубопроводов, которые обеспечивают плавное уменьшение скорости опускания затвора при перекрытии трубопровода. Показано, что данные конструкции более эффективны по сравнению с приводом с постоянной скоростью опускания затвора.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гуревич Д.Ф. Конструирование и расчет трубопроводной арматуры / Д.Ф. Гуревич. – М.: Машиностроение, 1968. - 888 с.
2. Лопа И.В. Гидравлический расчет трубопроводной арматуры [Текст] / И.В. Лопа, А.И. Ефимова, А.И. Жукаев // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2014. - №11-2. - С. 501-506.
3. Proskuriakov N.E. The monitoring of pipeline strength in dynamic loading [Текст] / N.E. Proskuriakov, I.V. Lopa // Oil and Gas Engineering (OGE-2017), 24 April 2017, Omsk, Russia, American Institute of Physics: Volume number: 1876, Published: Aug 23, 2017. <https://doi.org/10.1063/1.4998915>

4. Proskuriakov N.E. Calculation of Spindle of Pipeline Fittings on the Longitudinal Stability [Текст] / Lopa I.V. // Procedia Engineering. 152C, 2016, Pages 265-269. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.07.701>

5. Жуковский Н. Е. О гидравлическом ударе в водопроводных трубах: полн. собр. соч. / Н.Е. Жуковский. - М. - Л.: Гл. ред. авиац. литературы, 1937. - Т. 7. - с. 58-157.

6. Allievi L. Teoria generale del moto perturbato dell' acqua nei tubi in pressione. - Annali della Societa' degli Ingeneri ed Architetti, 1903.

7. Allievi L. Teoria del colpo d'ariete. - Milano, 1913. - 210 с.

8. Картвелишвили Н. А. Динамика напорных трубопроводов / Н. А. Картвелишвили. - М.: Энергия, 1979. - 224 с.

9. Ашиянц Э. П. Гидравлический удар в нагнетательных водоводах / Э. П. Ашиянц. - Ереван. Лимуш, 2010. - 210 с.

10. Смирнов Д. Н, Зубов Л. Б. Гидравлический удар в напорных водоводах / Д. Н. Смирнов, Л. Б. Зубов. - М. : Стройиздат, 1975. - 122 с.

11. Баранов В.Л., Карпучин В.П., Лопы И.В. Особенности проектирования динамических приводов затворов трубопроводов / В.Л. Баранов, В.П. Карпучин, И.В. Лопы. – Тула, 2002. - 193 с.

12. Ефимова А.И., Лопы И.В., Панченко Е.В., Туркин К.А. Шиберная задвижка // Патент России № 2013123924/06. 2014.

13. Проскуряков Н.Е. Комбинированный двухскоростной затвор трубопровода / Н.Е. Проскуряков, И.В. Лопы // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2015. - №11-1. - С.52-56.

14. Проскуряков Н.Е. Влияние резьбы на поперечный изгиб винта / Н.Е. Проскуряков, И.В. Лопы // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2014. - №11-2. - С.472-476.

15. Лопы И.В. Поперечный изгиб винта с учетом изменения момента инерции по его длине / И.В. Лопы, Т.С. Патрикова, А.И. Ефимова // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2011. - №2. - С. 241-245.

16. Лопы И.В. Определение момента инерции поперечного сечения винта / И.В. Лопы, Т.С. Патрикова, Е.Н. Патрикова // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2011. - № 2. - С.236-241.

17. Баранов В.Л. Неустойчивость ударно нагруженных стержней / В.Л. Баранов, И.В. Лопы // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1995. - № 1-3. - С. 45.

18. Баранов В.Л. Радиальные волны кручения и продольного сдвига в упруго-вязкопластической толстой пластине в неизотермической постановке / В.Л. Баранов, И.В. Лопы // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. - 1989. - №7. - С. 27-30.

19. Баранов В.Л. Радиальные волны давления в термоупруго-вязкопластической пластине / В.Л. Баранов, И.В. Лопы // Известия ВУЗов. Машиностроение. - 1990. - № 2. - С. 16-19.

20. Proskuriakov N.E. Control of influence of a thread on a bending of screws [Текст] / Lopa I.V., Trapeznikov E. V. // Mechanical Science and Technology Update: Journal of Physics: Conf. Series 858 (2017) 012028. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/858/1/012028>.

21. Проскуряков Н.Е. Расчет винтовых рабочих механизмов винтовых прессов с учетом погрешностей изготовления / Н.Е. Проскуряков, И.В. Лопы // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2011. - №6-2. - С.249-253.

22. Архангельская Н.Н., Жукаев А.И., Лопы И.В., Проскуряков Н.Е. Привод запорной арматуры трубопроводов // Патент России № 2018117384. 2018.

## Variable Speed Mechanisms of the Pipeline Valve Drive

Proskuryakov N.E., Lopa I. V.  
Tula State University  
Tula, Russia  
profnick1951@gmail.com

Zhukaev A.I.  
Federal State Unitary Enterprise «RFNC-VNIIEF»  
Sarov, Russia

**Abstract.** A mathematical model for determining the pressure drop in the pipeline at a variable rate of lowering the valve of the pipeline is developed. It is established that the pressure drop in the pipeline before and after the gate significantly decreases with a continuous decrease in the rate of lowering the gate. New designs of the self-controlled drive of valves of pipelines providing smooth decrease in speed of lowering of a gate at pipeline overlapping are

offered. It is shown that these designs are more efficient compared to the drive with a constant speed of lowering the gate.

**Keywords:** flow overlap, valves, valve, differential pressure, pipeline sealing, self-driving drive.



---

# Методика конструирования и оптимизации изделий с целью снижения веса

Бекмансуров М.Р., Бояршинова И.Н.

Пермский национальный исследовательский политехнический университет

Пермь, Россия

bekmansurov237@gmail.com

**Аннотация.** Сегодня оптимальное проектирование конструкций, обеспечивающее снижение себестоимости продукции, является одной из приоритетных задач при разработке и производстве новых конкурентоспособных изделий. В работе предложена двухэтапная методика проектирования конструкций с целью снижения веса. Разработанная методика заключается в последовательном применении методов топологической и параметрической оптимизации к заготовке изделия, используя возможности и преимущества каждого из методов и обходя недостатки. Методика реализована в виде компьютерных программ и продемонстрирована на примере оптимального проектирования двух различных типов конструкций. Для определения оптимальной формы изделий были поставлены задачи топологической оптимизации, цель которых – поиск конструкции минимальной податливости при заданном весе. Решение проводилось в пакете SolidThinking Inspire. На основании анализа данных об изменении формы изделий, полученных в ходе топологической оптимизации, были построены и формализованы новые модели для последующей параметрической оптимизации с целью минимизации веса при ограничениях на прочность. Параметрическая оптимизация осуществлялась в пакете Ansys Mechanical APDL с дополнительным написанием кода метода Нелдера-Мида. Анализ результатов оптимизации двух различных конструкций подтвердил эффективность и экономичность предложенного алгоритма оптимального проектирования. Конструкции, полученные в результате применения разработанной методики оптимизации, удовлетворяют прочностным требованиям, а их вес в итоге снизился соответственно в 2,4 и 6,7 раз по сравнению с первоначальным.

**Ключевые слова:** оптимальное проектирование, топологическая оптимизация, параметрическая оптимизация, метод Нелдера-Мида.

## ВВЕДЕНИЕ

Снижение веса деталей позволяет снизить себестоимость изделий и тем самым повысить конкурентоспособность продукции машиностроения. Поэтому все производители стремятся разработать конструкции, имеющие минимальный вес, при этом сохраняющие прочностные свойства. Для создания таких конструкций требуется решение задач оптимального проектирования. Вот почему оптимальное проектирование на сегодняшний день является одним из приоритетных направлений при разработке и производстве новейших изделий.

Решение задач оптимального проектирования, как правило, требует значительных затрат, что связано, во-первых, с варьированием большого количества параметров, и, во-вторых, с неоптимальной начальной формой конструкции.

В представленной работе предложена методика оптимального проектирования, сочетающая два подхода к конструированию и оптимизации изделий, с целью получения конструкций, имеющих оптимальную форму, наименьший вес и удовлетворяющих условиям прочности. На двух этапах проектирования используются последовательно два метода оптимизации: топологическая [1-4] и параметрическая [5-13].

Оптимизация топологии – это изменения в рассматриваемой конструкции, которые включают в себя изменение границ тела (удаление границ тела и создание новых) [2, 9, 10] и получение новой формы конструкции. Целью оптимизации топологии является уменьшение или увеличение определённых характеристик рассматриваемой конструкции (увеличение жесткости, уменьшение податливости, уменьшение напряжений) при удовлетворении заданным ограничениям, как правило, на объём изделия. В рассматриваемом случае топологическая оптимизация – это поиск формы конструкции минимальной податливости с наилучшим распределением материала в заданном объёме при заданных нагрузках и граничных условиях [11-13].

Параметрическая оптимизация предусматривает поиск наилучшего набора параметров изделия, обеспечивающих получение конструкции с наименьшим значением целевой функции при выполнении заданных ограничений [11-18].

Оба вышеописанных метода оптимизации обладают как достоинствами, так и недостатками при решении задач оптимального проектирования. Топологическая оптимизация позволяет получить оптимальную с точки зрения жесткости геометрическую форму изделия заданного веса при известных нагрузках и ограничениях, но не всегда обеспечивает выполнение условий прочности, может привести к нарушению целостности материала, не обеспечивает гладкость границ [19-22]. Параметрическая оптимизация позволяет минимизировать вес изделия при заданных нагрузках, выполнении условий прочности и других ограничений, однако, требует значительных вычислительных ресурсов и времени [11-13]. Этот недостаток существенно ограничивает ее практическое применение для решения задач оптимального проектирования.

## ДВУХЭТАПНАЯ МЕТОДИКА ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Предлагаемая методика заключается в последовательном применении методов топологической и параметрической оптимизации.

На первом этапе конструирования при помощи топологической оптимизации ведется поиск оптимальной формы конструкции или детали.

Цель топологической оптимизации – получение конструкции заданного веса, обладающей минимальной податливостью, поэтому в качестве целевой функции в задаче топологической оптимизации выступает функция податливости:

$$J(\mathbf{P}, V, \mathbf{u}) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где  $\mathbf{P}$  – вектор приложенных сил,  $V$  – объем тела,  $\mathbf{u}$  – вектор перемещений.

Параметрами оптимизации являются:  $V_i$  – частичный объем  $i$ -го элемента,  $x_i$  – весовой коэффициент, характеризующий наличие материала в конечном элементе.

В качестве условий задачи оптимизации используются ограничения на объем (при равномерном распределении массы по элементам):

$$V = \sum_{i=0}^N V_i x_i. \quad (2)$$

При этом напряженно-деформированное состояние (НДС) изделия должно удовлетворять уравнениям прямой задачи теории упругости: уравнения равновесия:

$$\operatorname{div} \boldsymbol{\sigma}(\mathbf{x}) = 0, \quad \mathbf{x} \in V \quad (3)$$

физические соотношения:

$$\boldsymbol{\sigma} = \tilde{\mathbf{c}} \cdot \boldsymbol{\varepsilon}, \quad \mathbf{x} \in V \quad (4)$$

геометрические соотношения:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \frac{1}{2}(\nabla \mathbf{u} + \mathbf{u} \nabla), \quad \mathbf{x} \in V \quad (5)$$

граничные условия:

$$\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} = 0, \quad \mathbf{x} \in S \quad (6)$$

$$\mathbf{u}(\mathbf{x}) = 0, \quad \mathbf{x} \in S_u \quad (7)$$

$$\boldsymbol{\sigma} \cdot \mathbf{n} = \mathbf{P}. \quad \mathbf{x} \in S_f \quad (8)$$

Топологическая оптимизация позволяет проследить тенденцию удаления материала в заданном объеме, получить оптимальное конструкторское решение и построить модель для параметрической оптимизации.

Целью второго этапа – параметрической оптимизации – является минимизация веса изделия:

$$\rho \int dV(r_i) \rightarrow \min, \quad i = \overline{1, n} \quad (9)$$

где  $\rho$  – плотность материала. Параметрами оптимизации выступают геометрические размеры изделия:  $r_i$ ,  $i = \overline{1, n}$  где  $n$  – число параметров оптимизации. Ограничения накладываются на параметры оптимизации и на прочность:

$$r_i^{\min} \leq r_i \leq r_i^{\max} \quad (10)$$

$$\sigma_i \leq \sigma^* \quad (11)$$

НДС конструкции должно удовлетворять уравнениям прямой задачи теории упругости (3) – (8).

## ПРИМЕРЫ РЕАЛИЗАЦИИ МЕТОДИКИ ОПТИМАЛЬНОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

Пример 1. Дана трехмерная конструкция, жестко закрепленная по задней стенке, находящаяся под действием распределенного давления. Требуется создать конструкцию, минимального веса, работоспособную под действием заданных нагрузок.

На рис. 1 и 2 представлен первоначальный вид конструкции (заготовка).

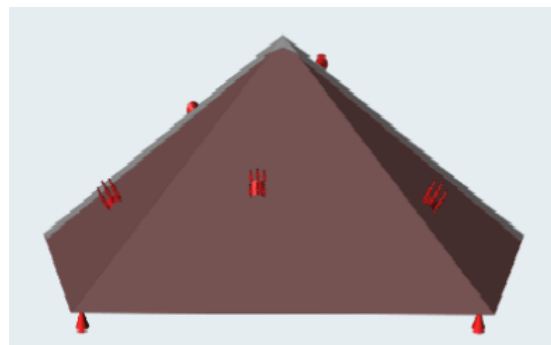


Рис. 1. Первоначальная конструкция с нагрузкой и закреплением (вид спереди)

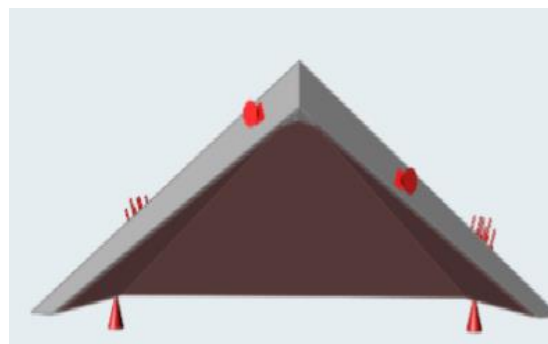


Рис. 2. Первоначальная конструкция с нагрузкой и закреплением (вид сзади)

Задача топологической оптимизации решалась при помощи пакета SolidThinking Inspire. В процессе топологической оптимизации при различных ограничениях на объем оставляемого материала конструкции производился анализ изменений формы получаемой детали.



Рис. 3. Конструкции после топологической оптимизации при 85% от первоначального объема материала

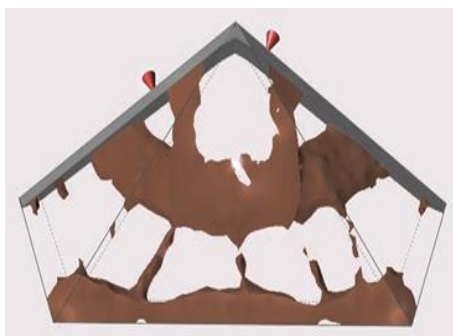


Рис.4. Конструкции после топологической оптимизации при 30 % от первоначального объема материала

На рис. 3 и 4 показана форма конструкции после проведения топологической оптимизации при различных ограничениях на конечный объем материала: 85% и 30% от первоначального объема соответственно. На рисунках можно увидеть нарушение целостности детали и отсутствие гладких границ при уменьшении объёма.

Выполнение нескольких шагов топологической оптимизации позволяет проследить изменение формы изделия в процессе уменьшения веса и использовать результат для создания новой модели конструкции. Новая модель, предназначенная для последующей параметрической оптимизации, создавалась в виде рамной конструкции. В качестве параметров оптимизации выступали геометрические размеры и величины, характеризующие расположение элементов конструкции. Полученная модель использовалась в качестве начального состояния для проведения второго этапа – параметрической оптимизации.

На рис. 5 представлена параметрическая модель рамной конструкции, созданная на основе анализа результатов топологической оптимизации.

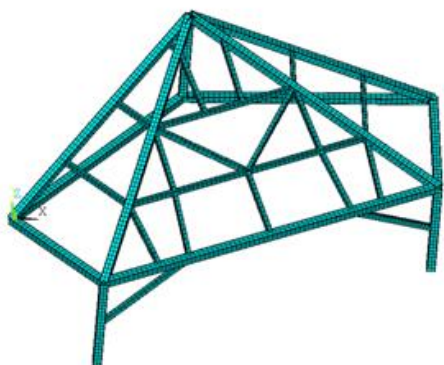


Рис. 5. Конструкции для параметрической оптимизации

В работе [12] авторами было проведено исследование ряда методов параметрической оптимизации в применении к подобным задачам с достаточно большим числом параметров оптимизации. Наиболее выгодным с позиции минимизации затрат оказался метод Нелдера-Мида, известный также как метод деформируемого многогранника [5, 9, 10], для которого была написана оригинальная программа в среде Ansys Mechanical APDL. В данной работе параметрическая оптимизация была выполнена при помощи указанного метода и специально разработанной программы. В задаче варьировались двенадцать параметров.

На рис. 6 представлена форма конструкции после проведения параметрической оптимизации в среде Ansys Mechanical APDL и ее напряженное состояние.

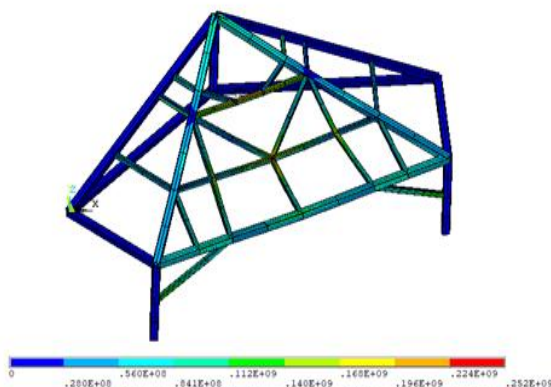


Рис. 6. Напряженно-деформированное состояние конструкции после параметрической оптимизации

В результате использования предложенной методики оптимального проектирования вес конструкции после проведения двух этапов оптимизации оказался в 2,4 раза меньше первоначального. При этом ограничения на прочность конструкции по напряжениям (11) были выполнены.

Пример 2. В качестве объекта оптимального проектирования в данной задаче выступает кронштейн, закрепленный в отверстиях болтами. Конструкция находится под действием распределенного давления, направленного по касательной к верхней грани. Требуется спроектировать деталь, обладающую минимальным собственным весом и удовлетворяющую условиям прочности (11) под действием заданных нагрузок.

На рис. 7 показана расчетная схема заготовки детали с указанием граничных условий и нагрузок до начала оптимального проектирования.

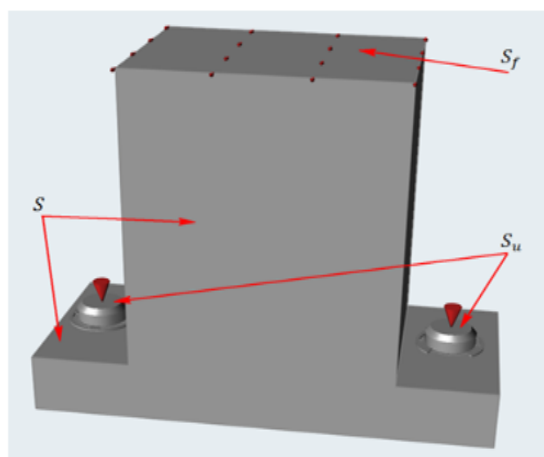


Рис. 7. Первоначальная конструкция с закреплением и нагружением

В процессе первого этапа топологической оптимизации было проведено решение нескольких задач с различными ограничениями на объём оставляемого материала детали с целью определения оптимальной формы изделия.

На рис. 8, 9 и 10 представлены варианты формы конструкции, полученной в результате выполнения этапа то-

пологической оптимизации. В качестве ограничений на результирующий объем были выбраны 50%, 40% и 20% от первоначального объема заготовки соответственно.



Рис. 8. Конструкция на этапе топологической оптимизации 50% остаточного объема материала

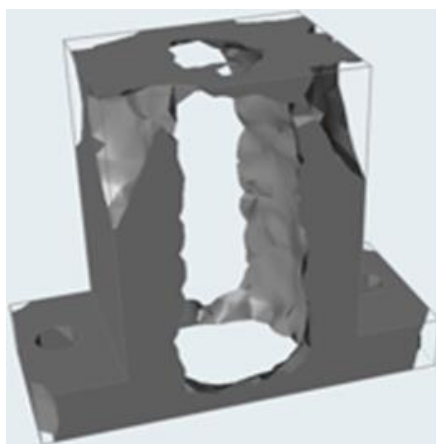


Рис. 9. Конструкция на этапе топологической оптимизации 40% остаточного объема материала

На рис. 9 видно отсутствие гладких границ детали. При дальнейшем уменьшении доли оставляемого объема материала происходит нарушение целостности детали, что видно на рис. 10.



Рис. 10. Конструкция на этапе топологической оптимизации 20% остаточного объема материала

Выполнение этапа топологической оптимизации позволило проследить эволюцию формы детали в процессе уменьшения веса. В результате анализа изменения формы была разработана новая модель изделия для проведения параметрической оптимизации, проведена формализация границ и выбраны параметры оптимизации. Полученная модель показана на рис. 11 с указанием восьми варьируемых параметров.

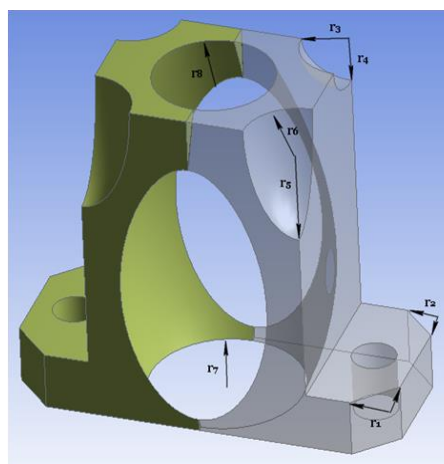


Рис. 11. Конструкция для параметрической оптимизации

На рис. 12 представлен результат параметрической оптимизации конструкции вместе с ее напряженным состоянием после оптимизации.

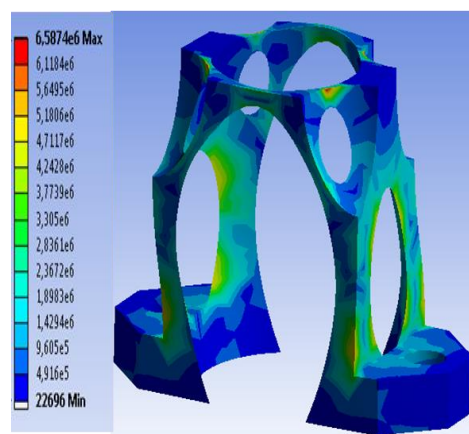


Рис. 12. Вид и напряженное состояние детали после параметрической оптимизации

В результате двух этапов оптимизации вес изделия составил 15% от веса заготовки, представленной на рисунке 7, при этом условие прочности (11) выполняется.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

В представленной работе была предложена разработанная и реализованная в виде компьютерных программ двухэтапная методика проектирования конструкций наименьшего веса. Применение методики продемонстрировано на примере двух различных типов конструкций. Этап топологической оптимизации проводился в программном пакете Solidthinking Inspire. На основе анализа данных об изменении формы конструкции в процессе

уменьшения веса, полученных в ходе топологической оптимизации, были построены и формализованы новые модели конструкций и выбраны параметры для последующего этапа параметрической оптимизации. На основании ранее проведенных авторами исследований было решено, что наименее затратным и простым в реализации способом параметрической оптимизации является создание индивидуальной программы метода Нелдера-Мида в среде Ansys Mechanical APDL. После проведения параметрической оптимизации были получены конструкции, удовлетворяющие прочностным требованиям, вес которых снизился соответственно в 2,4 и 6,7 раз по сравнению с весом первоначальных заготовок.

Предложенная в работе методика оптимального проектирования изделий с целью минимизации веса, включающая поэтапное применение топологической и параметрической оптимизации, позволяет использовать возможности и достоинства указанных способов оптимизации, исключая недостатки каждого из методов. При использовании разработанной методики можно получить как оптимальную форму, так и существенное снижение веса проектируемых конструкций при экономии времени и вычислительных мощностей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бояршинова И.Н. Снижение уровня остаточных напряжений в изделиях из полимеров путем оптимизации процесса производства / И.Н. Бояршинова, М.М. Дробинин // Научно-технический вестник Поволжья. - 2013. - № 2. - С. 19-23.
2. Faskhutdinov R.N., Dubrovskaya A.S., Dongauzer K.A., Maksimov P.V., Trufanov N.A. Topology optimization of a gas-turbine engine part // В сборнике: IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 10. Сер. "International Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems 2016" 2017. С. 012077.
3. Кротких А.А. Исследование и модификация метода топологической оптимизации SIMP / А.А. Кротких, П.В. Максимов // Международный научно-исследовательский журнал. - 2017. - № 1-4 (55). - С. 91-94.
4. Фетисов К.В., Максимов П.В. Проблемы использования топологической оптимизации при проектировании облегченных изделий аэрокосмической отрасли и возможные пути их решения // Математическое моделирование в естественных науках. 2017. Т. 1. С. 112-116.
5. Мажид К. И. Оптимальное проектирование конструкций. – М. Высшая школа, 1979. – 237 с.
6. ANSYS для инженеров: Справ, пособие. М.: Машиностроение-1, 2004. 512 с.
7. Справка в "SolidThinking Inspire" [[http://www.solidthinking.com/help/Inspire/2017/win/en\\_us/tutorials.htm](http://www.solidthinking.com/help/Inspire/2017/win/en_us/tutorials.htm)].
8. Болдырев А. В. Топологическая оптимизация силовых конструкций на основе модели переменной плотности // Известия самарского научного центра российской академии наук. 2011. Т. 13. №. 1-3.
9. Бояршинова И.Н. Применение методов оптимизации для определения характеристик термомеханического поведения стеклующихся полимеров // Вестник ПНИПУ – Механика, 2012. – №1. – С.7-15.
10. Boyarshinov M.G. Boyarshinova I.N. Optimal control of vitrifying polymers cooling process targeted at residual stresses decrease. Solid State Phenomena. Problems of Deformation and Fracture in Materials and Structures, Trans Tech Publications Ltd, Switzerland, 2016. – Vol. 243. – P. 23 – 28.
11. Бекмансуров М. Р. Оптимальное проектирование деталей рамных конструкций / М. Р. Бекмансуров, И. Н. Бояршинова // Научно-технический вестник Поволжья. - 2018. - №11. - С. 102-105.
12. Бекмансуров М. Р. Методика оптимального проектирования рамных конструкций / М. Р. Бекмансуров, И. Н. Бояршинова // Научно-технический вестник Поволжья. - 2019. - №8. - С. 62-64.
13. Бояршинова И. Н. Двухэтапная методика оптимального проектирования деталей с целью снижения веса / И. Н. Бояршинова, М. С. Ильиных // Научно-технический вестник Поволжья. - 2018. - №11. - С. 106-109.
14. Сумин М. И. Параметрическая задача оптимизации систем с приближенно известными исходными данными / М. И. Сумин, Е. В. Трушина // Вестник нижегородского университета им. Н. И. Лобачевского. Серия: математика. - 2006. - № 1.
15. Булдаев А. С. Метод проекционных возмущений в задачах параметрической оптимизации динамических систем / А.С. Булдаев // Вестник бурятского государственного университета. - 2007. - № 6.
16. Бояршинова И.Н. Применение методов оптимизации для определения характеристик термомеханического поведения стеклующихся полимеров / И.Н. Бояршинова // Вестник ПНИПУ – Механика. - 2012. – №1. – С.7-15.
17. Бояршинова И. Н. Применение методов оптимизации к численному анализу температурных полей заготовок кварцевого оптического волокна / И. Н. Бояршинова // Вестник ПНИПУ Механика. - 2013. – №1. – С. 39 – 51.
18. Яров В. А. Проектирование круглых монолитных плит перекрытий рациональной структуры с использованием топологической и параметрической оптимизации / В. А. Яров, Е. В. Прасоленко // Вестник томского государственного архитектурно-строительного университета. - 2011. - №. 3.
19. Миронов С. Э. Структурно-топологическая оптимизация регулярных макроблоков СБИС путем топологического совмещения их пластических зон / С. Э. Миронов, С. М. Сафьянников, А. К. Фролкин // Известия СпбГЭТУ ЛЭТИ. - 2012. - №. 3.
20. Шелякина Г. Г., Попова Д. Д., Самойленко Н. А. Сравнение способов доработки геометрии poste топологической оптимизации в пакете для оптимизации и сторонних пакетах // Проблемы качества графической подготовки студентов в техническом вузе: традиции и инновации. 2019. Т1. С. 173-178.
21. Попов Д. Д., Мальцев Е. А., Пасько А. А., Ахатов И. Ш. Оптимизация формы и топологическая оптимизация моделей // 12 всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики.
22. Вдовин Д. С. Топологическая оптимизация рычага подвески грузового автомобиля / Д. С. Вдовин, Г. О. Котиев. // Тракторы и сельхозмашины. - 2014. - №3. - С. 20-23.

---

---

# Method for Designing and Optimizing Products for Weight Reduction

Bekmansurov M.R., Boyarshinova I.N.  
Perm National Research Polytechnic University  
Perm, Russia  
bekmansurov237@gmail.com

*Abstract.* Today, optimal design of structures, ensuring a reduction in production costs, is one of the priority tasks in the development and production of new competitive products. The paper proposes a two-stage methodology for designing structures in order to reduce weight. The developed technique consists in the sequential application of topological and parametric optimization methods to the product blank, using the capabilities and advantages of each of the methods and bypassing the disadvantages. The technique is implemented in the form of computer programs and demonstrated on the example of the optimal design of two different types of structures. To determine the optimal shape of the products, topological optimization problems were posed, the purpose of which is to search for a design with minimum flexibility at a given weight. The solution was carried out in the SolidThinking Inspire package. Based on the analysis of data on changes in the shape of products obtained in the course of topological optimization, new models were built and formalized for subsequent parametric optimization in order to minimize the

weight under constraints on strength. Parametric optimization was carried out in the Ansys Mechanical APDL package with additional coding of the Nelder-Mead method. Analysis of the optimization results for two different designs confirmed the efficiency and economy of the proposed optimal design algorithm. The structures obtained as a result of the application of the developed optimization technique meet the strength requirements, and their weight ultimately decreased by 2.4 and 6.7 times, respectively, compared to the original.

*Keywords:* optimal design, topological optimization, parametric optimization, Nelder-Mead method.

# К вопросу о семиотической составляющей видимой для лётчика модели пространства за кабиной авиационного тренажёра

Роганов В. Р.

Пензенский государственный технологический университет  
Пенза, Россия  
vladimir\_roganov@mail.ru

Кувшинова О. А., Гринцов Д. М.

Пензенский государственный университет архитектуры и строительства  
Пенза, Россия  
oly791702@mail.ru

**Аннотация.** В статье рассмотрены методы моделирования для лётчика семиотически узнаваемой части модели заданного участка земной поверхности разработанного с целью обучения решению задач самолётостроения при полёте от модели одного поворотного пункта маршрута к другой модели поворотного пункта маршрута. Ранее задача обучения лётчиков самолётостроению решалась только при заходе на посадку на модель ВПП узнаваемого аэродрома после выполнения четвертого разворота. В остальных случаях практиковался «полёт в облаках». Во время такого полёта лётчик мог ориентироваться в пространстве только по информации получаемой от имитаторов приборов кабинного оборудования. Приём «счисление пути» в этом случае означал вывод модели летательного аппарата в заданную точку модели пространства с погрешностью обусловленной опытом лётчика и погрешностями радиотехнических средств самолётостроения. Возможность ориентироваться во время полётов по моделям трёхмерных реперных объектов отмеченных на карте и наблюдаемых через остекление кабины авиационного тренажёра, на экране имитатора радиолокатора и на экране тепловизора не рассматривалась. Ранее считалось, что производительности известных компьютерных генераторов изображения недостаточно чтобы моделировать район более чем 400×400 км с семиотически верным расположением реперных объектов позволяющих лётчику визуально ориентироваться так как он это делает в реальных полётах. В статье рассматриваются методы разработки района полётов в котором лётчик мог бы визуально ориентироваться в пространстве во время маршрутного полёта.

**Ключевые слова:** авиационный тренажёр, обучение задачам самолётостроения, визуальная ориентировка, профессиональные навыки визуальной ориентированная во время полёта.

## ВВЕДЕНИЕ

Использование авиационных тренажёров [1] для профессиональной подготовки лётчиков является обязательной частью их обучения [2]. Исторически задачи обучения лётчиков сводились к обучению пилотированию в нормальных и предаварийных режимах (когда ещё можно спасти летательный аппарат). Это положительный эффект. В настоящее время большинство авиакомпаний мира считает, что при переучивании правого лётчика с одного типа летательного аппарата на другой достаточно провести необходимое число полётов на авиационном тренажёре нового типа летательного аппарата [3].

Обучение решению задачам самолётостроения [4] проводилось только на специализированном авиационном тренажёре штурмана, который обучал лётчиков полётам «в облаках» с ориентировкой по моделям радиотехнических средств самолётостроения взаимодействующих с имитаторами радиотехнических средств самолётостроения установленной в кабине

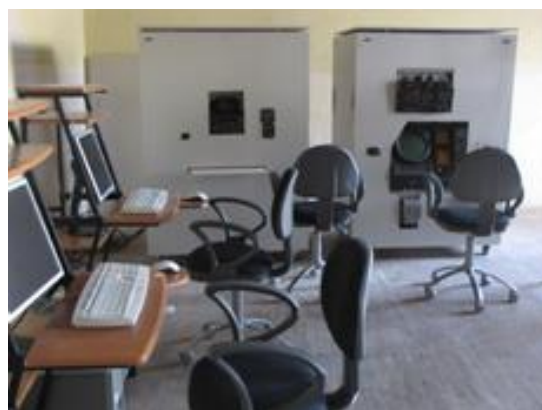


Рис. 1. Специализированный авиационный тренажёр для обучения лётчиков полёту в облаках с применением радиотехнических средств самолётостроения

летательного аппарата (Рис.1) [5].

Кроме этого задачам обучения лётчиков самолётостроению частично решалось при полётах на комплексных и пилотажных тренажёрах (Рис.2) [6] при обучении лётчиков визуальной посадке на модель ВПП после четвертого разворота [7].

Совершенствование оптико-программно-технических узлов [8] имитаторов авиационных тренажёров синтезирующих для лётчика трёхмерные и двухмерные изображения расположенных на подстилающей поверхности [9] модели района полётов трёхмерных моделей [10] реперных объектов с качеством позволяющим визуально определять место нахождения модели летательного аппарата в модели пространства окружающего кабину авиационного тренажёра (рис.3,4,5). Это позволяет модернизировать комплексные и пилотажные авиационные тренажёры, добавив обучение решению задач самолётостроения.

Анализ возможности такой модернизации показал, что при рассмотрении возможности добавления задач

обучения самолётному полёту основным сдерживающим фактором играет сложность реализации семиотических требований к визуально наблюдаемой (в любых диапазонах видимости) моделям района полётов [11]. Точнее к расположению таких моделей в соответствии с планом их размещения на подстилающей поверхности (аналог полётной карты местности используемой лётчиками в реальном полёте.)



Рис. 2. Внешний вид пилотажного тренажёра лётчика без подвижности с трёхканальным устройством безочкового моделирования трёхмерного визуально наблюдаемого пространства для одного лётчика

В настоящее время наиболее часто на авиационных тренажёрах устанавливаются [12]: имитатор визуальной обстановки (синтезирует для лётчика трёхмерную визуально наблюдаемую через остекление кабины модель часть модели района полётов попавшую в камеру наблюдения); имитатор тепловизора (синтезирует на экране имитатора тепловизора двухмерную модель для лётчика часть модели района полётов попавшую в камеру наблюдения); имитатор радиолокатора (синтезирует на экране имитатора радиолокатора двухмерную модель для лётчика часть модели района полётов попавшую в камеру наблюдения).



Рис. 3. Вид на 3Dмодель участка местности синтезированный имитатором визуальной обстановки

Отличие в трёхмерном визуально наблюдаемом для лётчика моделировании от двухмерного моделирования на экране соответствующих имитаторов в том, что при

трёхмерном моделировании на экране формирования промежуточного изображения вначале синтезируется двухмерный видеоряд проекций трёхмерной сцены визуализации, который затем с помощью оптических преобразователей доставляется в зрительный аппарат человека целенаправленно воздействуя на его определённые составляющие.

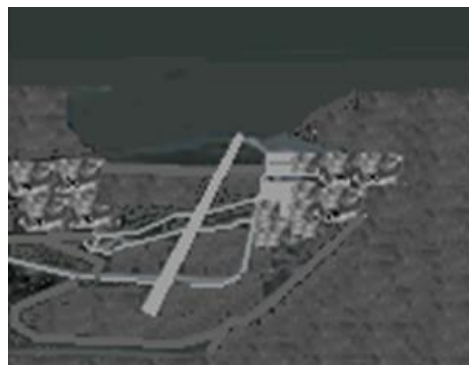


Рис. 4. Вид на 2Dмодель участка местности на экране имитатора тепловизора

При двухмерном моделировании плоскость экрана формирования промежуточного изображения [13] является окончательным этапом цепочки синтеза изображения «первый этап – взять координаты расположения наблюдателя в модели пространстве и направление его «взгляда, или оси камеры наблюдения» → второй этап – выбрать необходимую информацию из базы данных компьютерного генератора изображения → третий этап – высветить на телевизионном экране итоговое изображения» [14].

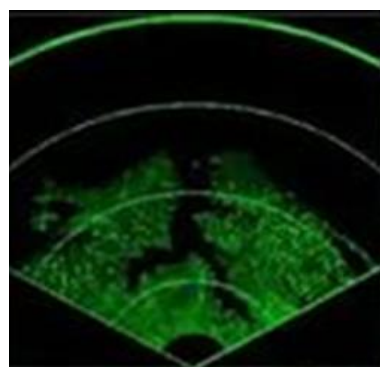


Рис. 5. Вид на 2Dмодель участка местности на экране имитатора радиолокатора

Таким образом, технически задача синтеза необходимого изображения решена и качество синтезируемого изображения подтверждает это утверждение [15]. Однако, её решение было направлено на разработку пилотажных и комплексных тренажёров. Их особенностью является отработка до автоматизма профессиональных навыков лётчиков при полётах в нормальных или предаварийных ситуациях (когда действия лётчика ещё могут спасти летательный аппарат и его экипаж). При такой постановке задачи за центр сцены визуализации брался центр модели ВПП и вокруг неё на расстоянии 10 км моделировались в первую очередь



стационарно расположенные высотные здания, ВПП и рулёжные дорожки. Лётчик после четвертого разворота прицеливается для посадки на модель ВПП (так же как он это делает в реальной действительности при посадке реального летательного аппарата на реальную ВПП), сверяя место нахождения модели ЛА в модели пространства по показаниям имитаторов приборов кабинного оборудования. При этом решается одна из задач самолётовождения – заход на посадку летательного аппарата.

При расширении числа учебных ситуаций, а именно добавляя обучение решению задач самолётовождения, возникает необходимость решить две задачи. Первая разработать сцену визуализации размером не менее чем 400×400 км с расположенным на ней достаточным числом моделей реперных объектов достаточных для обучения всем или нескольким задачам самолётовождения. Вторая задача – разработать схему сцены визуализации (аналог полётной карты).

Во время полёта лётчик визуально сначала ориентируется по основным реперным объектам, затем уточняет своё положение по дополнительным и второстепенным [4]. Основными реперными объектами являются линейные ориентиры – кромка берега или граница леса и полей. В качестве дополнительных – крупные озёра, застроенные участки и т.д. При моделировании узнаваемого района полётов (когда берётся реальный район полётов, после анкетирования лётчиков выбирают наиболее значимые реперные объекты и их модели располагают на подстилающей поверхности, чтобы создать у лётчика ощущение, что он летает над реальным районом). В целом это является одним из вариантов решения семиотической задачи по знакам в виде внешнего вида моделей лётчик должен определить своё место расположения в модели пространства. Это относится к моделям района видимого через имитатор визуальной обстановки, и через имитатор радиолокатора, и через имитатор тепловизора.

Однако, при разработке сцен визуализаций в базу данных заносится вся необходимая информация для синтеза на двумерной проекции части трёхмерной сцены визуализации, попавшей в камеру наблюдения и координаты её размещения в соответствующем сегменте базы данных компьютерного генератора изображения. Для того, чтобы лётчик мог решать задачи самолётовождения он должен иметь аналог полётной карты – схему района полётов. Для обучения посадке на модель ВПП узнаваемого аэродрома достаточно иметь реальные кроки. Для обучения полётам от одного поворотного пункта маршрута к другому с ориентацией по визуально наблюдаемым моделям реперных объектов необходимо разработать такой план.

Так как в первую очередь надо отметить линейные ориентиры, то надо решить задачи: будут ли эти линейные ориентиры заметны при полётах в сцене визуализации; как перенести на схему района полётов эти линейные ориентиры (так как они высвечиваются на экране формирования промежуточного изображения в процессе обработки алгоритмами машинной графики информации о моделях визуализации, расположенных в базах данных компьютерных генераторов изображения).

Геометрически на плане сцены визуализации (района полётов) можно расположить все модели реперных объектов по координатам опорных вершин. При этом следует решить задачу целесообразности их расположения, или будут ли они выделяться, а экране по цвету в комплексе, не получится ли так. Что из-за множественных наложений пропадёт «линейность» рассматриваемого реперного объекта, а, следовательно, отпадёт необходимость его размещения на схеме плана полётов.

Исследования показали, что для решения поставленной задачи можно использовать следующие методы.

Для этого мы должны рассмотреть, как цвет света будет влиять на отражаемость и бликов на поверхности.

Цвет света, падающий на камеру, зависит от двух факторов:

1. Спектрально-отражающая способность поверхности, от которой поступает свет
2. Спектральное излучение света, падающую на эту поверхность

Участок, освещаемый светом, с коэффициентом спектрального рассеивания  $Y(\lambda)$ , спектр которого  $O(\lambda)$ , то спектр отраженного света будет равен  $Y(\lambda) O(\lambda)$ . То линейный светочувствительный датчик будет:

$$Y_k = \int_{\lambda} \sigma_k(\lambda) \rho(\lambda) i(\lambda) O(\lambda) d\lambda, \quad (1)$$

где  $\lambda$  – диапазон всех существенных длин волн,

$\sigma_k(\lambda)$  – чувствительность светочувствительного датчика.

Цвет света, падающего на поверхность и на камеру, может быть разный – от холодных оттенков до теплого.

Значение пикселя камеры можно получить так:

$$C(x) = j_d(x)d(x) + j_s(x)s(x) + i(x), \quad (2)$$

где  $d(x)$  – цвет изображения эквивалентной плоской фронтальной поверхности при таком же освещении,  $j_d(x)$  – пространственно-зависимый множитель, который указывает на изменение яркости. Вызванное изменением ориентации поверхности,  $s(x)$  – цвет изображения зеркального отражения от эквивалентной плоскости фронтальной поверхности,  $j_s(x)$  – пространственно-зависимый множитель, который указывает на изменение энергии зеркального отражения,  $i(x)$  – множитель, который указывает на взаимное отражение цветов.

Если обращать внимания на множители  $j_d(x)$ ,  $i(x)$ , то они очень малы и ими можно пренебречь.

Человеческий глаз информацию о цвете принимает в виде подобия алгоритма [16]. Люди об этом не знают. Люди могут определить:

1. Каким будет цвет поверхности при освещении белым светом;
2. Цвет света, падающий на глаз
3. Цвет света, падающий на поверхность

Зная закон Грасмана, можно сказать, что комбинации цветного цвета – линейные. Цвета смешиваются линейно, то спектральное излучение можно считать взвешенной суммы излучений отдельных источников (каждый источник излучает с постоянной длиной волны).

При использовании функций подбора света (пара для каждого отдельного источника), то можно найти весовые

коэффициенты цветовой пары для произвольного спектра излучения.

Чтобы найти пару для отдельных источников излучения  $U(\lambda)$ , надо подобрать весовой коэффициент каждого основного цвета:

$$U(\lambda) = f_1(\lambda)A_1 + f_2(\lambda)A_2 + f_3(\lambda)A_3 \quad (3)$$

К источнику  $S(\lambda)$  подберем пару к основным цветам и сложим полученные коэффициенты:

$$\begin{aligned} S(\lambda) &= v_1A_1 + v_2A_2 + v_3A_3 = \\ &= \{ \int f_1(\lambda)S(\lambda)d\lambda \} A_1 + \{ \int f_2(\lambda)S(\lambda)d\lambda \} A_2 = \\ &= \{ \int f_3(\lambda)S(\lambda)d\lambda \} A_3. \end{aligned} \quad (4)$$

Если основные цвета - это реальное освещение, то на определенной длины волны одна их функций подбора цвета будет отрицательной.

Поэтому формула (4) позволяет предсказать, какой цвет увидит наблюдатель.

Человеческий механизм постоянства цвета исследован плохо. Например, насколько устойчив механизм постоянства цвета или до какого верхнего предела о цвете остается справедливым.

Излучение, попадающее в пиксель, зависит от освещения рассматриваемой поверхности. Поэтому реакция камеры  $D$  в точке  $X$  представляется коэффициентом усиления камеры:

$$D(x) = k_c I(x) p(x). \quad (5)$$

Если приравнять логарифмы, получим следующее:

$$\log D(x) = \log k_c + \log I(x) + \log p(x). \quad (6)$$

Таким образом, можно предположить, что альbedo изменяется в пространстве быстро. Набор альbedo выглядит как мозаика из серых оттенков. Значит, пространственные величины  $\log p(x)$  равны нулю или очень большие.

Освещение в пространстве изменяется медленно. Это видно на примере солнца: свет от точечного источника будет изменяться медленно до тех пор, пока источник будет близко.

В модели цвета изображения формуле (3) можно пренебречь отражением  $i(x)$ .

Величина  $d(x)$  описывает связь спектрального излучения источника, спектрального альbedo поверхностей и чувствительности камеры. Нужна модель, учитывающая эту зависимость. В формуле (1) используются линейные модели описания возможных отражательных способностей поверхностей т осветлителей. Линейная модель конечной разности описывает спектральные альbedo поверхностей и спектральное излучение источников как взвешенную сумму  $n$  функций.

Если модель конечной разности для отражательной способности является разумным описанием окружающего мира, то отражательную способность можно записать так:

$$Y_k = \sum_{j=1}^n r_j \varphi_j(\lambda) \quad (5)$$

где  $\varphi_j(\lambda)$  – базисные функции модели отражательной способности

$r_j$  – разная величина для разных поверхностей

Для осветителей можно записать так:

$$O(\lambda) = \sum_{i=1}^m e_i \psi_i(\lambda) \quad (6)$$

где  $\psi_i(\lambda)$  – базисные функции модели осветителя

Датчик запишется следующим образом, если принять две модели:

$$\begin{aligned} Y_k &= \int \sigma_k(\lambda) \left( \sum_{j=1}^n r_j \varphi_j(\lambda) \right) \left( \sum_{i=1}^m e_i \psi_i(\lambda) \right) d\lambda = \\ &= \sum_{i=1, j=1}^{m, n} e_i r_j \left( \int \sigma_k(\lambda) \varphi_j(\lambda) \psi_i(\lambda) d\lambda \right) = \sum_{i=1, j=1}^{m, n} e_i r_{jik} \end{aligned} \quad (7)$$

Величины  $r_{jik} = \int \left( \sigma_k(\lambda) \varphi_j(\lambda) \psi_i(\lambda) \right) d\lambda$  известны, поскольку они являются параметрами используемой модели.

## Выводы

В данной статье рассмотрены показатели цвета. Выявлен алгоритм модели цвета.

## Литература

- Allerton D.J., Spence G.T. “Wake vortex encounters in a flight simulator” in *Aeronautical Journal*. 2010. Vol. 114. N 1159. pp. 579-587.
- Авиационные тренажеры / А. А. Красовский, В. И. Лопатин и др. М.: Изд-во ВВИА им.: Жуковского, 1992.– 320 с.
- Красовский А. А. Основы теории авиационных тренажеров. М.: Машиностроение, 1995.– 304 с.
- Наставление по штурманской службе авиации Вооружённых сил СССР НШС – 87/ Введено в действие приказом главнокомандующего ВВС от 23 декабря 1986 г. № 286. М.: Военное издательство. 1987. – 89 с.
- [https://www.npomis.ru/navigation\\_training\\_simulator](https://www.npomis.ru/navigation_training_simulator) (дата обращения 30.10.2019).
- [http://pkbm.e58.ru/tren\\_spc.html](http://pkbm.e58.ru/tren_spc.html) (дата обращения 30.10.2019).
- Benyong W., Yanliang D., Keding Z. “Compound control for hydraulic flight motion simulator” in *Chinese Journal of Aeronautics*. 2010. Vol. 23. N 2. pp. 240-245.
- <https://yandex.ru/images/search?text=авиационный%20тренажёр%20картинки&stypе=image&lr=49&source=wiz> (date of the application 22.12.2019).
- Matveeva I.A., Shashkova V.T., Kotova A.V., Stankevich A.O., Zaichenko N.L., Kondrat'ev N.V., Ovechkis Y.N., Elkhov V.A., Pautova L.V. “Features of using photocurable acrylic composition to create the immersion-formed layer for lenticular lenses” in *Polymer Science. Series D*. 2016. Vol. 9. N 1. pp. 123-132.
- Левин В. И., Роганов В. Р., Буркина Е. Ю. Математические и компьютерные методы в медицине, биологии и экологии. Пенза, Изд. Автономная некоммерческая научно-образовательная организация «Приволжский Дом знаний» 2012, - 132 с.
- Menschikov A.V., Mazurok B.S., Dolgovesov B.S., Fursenko R.V., Minaev S.S. “Real time modeling of flame front evolution by kinematical model” in *Proceedings of the IASTED International Conference on Automation, Control, and Information Technology - Control, Diagnostics, and Automation, ACIT-CDA 2010*, 2010. pp. 214-216.
- Korostelev E.I., Dolgovesov B.S., Mazurok B.S. “Real-time rendering of semi-transparent objects” in *20th International Conference on Computer Graphics and Vision, GraphiCon'2010 - Conference Proceedings 2010*. pp. 257-262.
- Proshin I., Timakov V., Nikitashin S., Savelyev A. “Mathematical modelling of control laws by dynamic test

---

stand of flight simulator” in Transport and Telecommunication. 2011. Vol. 12. N 1. pp. 55-61.

14. Moreau P., Bremond S., Ravenel N., Barana O., Pastor P., Saint-Laurent F., Imbeaux F., Guillerminet B., Bayetti P., Mannori S. “Development of a generic multipurpose tokamak plasma discharge flight simulator” in Fusion Engineering and Design. 2011. Vol. 86. N 6-8. pp. 535-538.

15. Roganov V., Roganova E., Glebova T. “Requirements for optical-hardware-software systems for modeling three-dimensional visually observable space for training simulators for locomotives” in “2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies, FarEastCon 2018”. 2019. pp. 8602860.

16. Роганов В.Р., Семочкина И.Ю., Жашкова Т.В. Системы моделирования трёхмерных визуально наблюдаемых моделей / Труды международного симпозиума Надежность и качество. 2015. Т. 1. С. 192-196.

17. Дэвид А., Понс, Жан. Компьютерное зрение. Современный подход.: Пер. с англ. - М.: Издательский дом «Вильямс», 2004.-928с.

18. Долговесов Б.С. Особенности реализации обработки, отображения и регистрации мультимедийных данных для тренажерных комплексов ЦПК / Б.С.

Долговесов, М.А. Городилов, М.Ю. Шадрин, В.И. Брагин // Пилотируемые полеты в космос. - 2018. - № 4 (29). - С. 34-43.

19. Городилов М.А., Долговесов Б.С., Шадрин М.Ю., Брагин В.И. Система оперативного отображения и регистрации аудиовизуальной информации для тренажера транспортного корабля // В книге: Пилотируемые полеты в космос. Материалы XII Международной научно-практической конференции. Научно-исследовательский испытательный центр подготовки космонавтов имени Ю.А. Гагарина. 2017. с. 143-144.

20. Городилов М.А., Долговесов Б.С., Шадрин М.Ю. Система отображения и регистрации аудиовизуальной информации для тренажерных комплексов // В книге: XVII Всероссийская конференция молодых ученых по математическому моделированию и информационным технологиям. Программа. Тезисы докладов. Алфавитный указатель участников. 2016. с. 83.

## To the Question of the Semiotic Component Visible for the Pilot of the Space Model Beyond the Cabin of the Aircraft Simulator

Roganov V. R.

Penza State Technological University  
Penza, Russia  
vladimir\_roganov@mail.ru

Kuvshinova O. A., Grintsov D. M.

Penza State University of Architecture and Construction  
Penza, Russia  
oly791702 @ mail.ru

**Abstract.** The article discusses modeling methods for a pilot of a semiotically recognizable part of the model of a given plot of the earth's surface developed with the aim of learning how to solve the problems of airplane driving when flying from the model of one turning point of the route to another model of the turning point of the route. Previously, the task of training pilots in self-driving was solved only when approaching the runway model of a recognizable aerodrome after completing the fourth turn. In other cases, “flying in the clouds” was practiced. During such a flight, the pilot could navigate in space only according to information received from simulators of cockpit equipment. The method of “calculating the distance traveled” in this case meant the output of the model of the aircraft to a given point in the space model with an error due to the experience of the pilot and errors of radio-technical means of aircraft. The ability to navigate during the flight according to the models of three-dimensional reference objects marked on the map and observed through the glazing of the cockpit of the flight simulator, on the

screen of the radar simulator and on the screen of the thermal imager, was not considered. Previously, this was unattainable, since the performance of the computer image generators used was not enough to simulate an area of more than 400 × 400 km with a semiotically correct arrangement of reference objects allowing the pilot to visually orient himself as he does in real flights. The production of modern software and hardware systems allows you to simulate flight areas up to 1500x1500 km. The article discusses the methods of developing a flight area in which a pilot could visually navigate in space during a route flight

**Keywords:** aviation simulator, training in the tasks of flying, visual orientation, professional skills of visual orientation during the flight.

# Применение символьно численной системы для расчета напряженного состояния цилиндрического амортизатора

Андреева Ю. Ю., Калинин Я.В., Жуков Б. А.

Волгоградский государственный технический  
университет  
Волгоград, Россия  
ajj308@mail.ru, jkv83@mail.ru, zhukov.b.a@gmail.com

Жуков Б. А.

Волгоградский государственный социально-  
педагогический университет  
Волгоград, Россия  
zhukov.b.a@gmail.com

**Аннотация.** Резинометаллические изделия представляют один из важнейших классов изделий, применяемых в современном машиностроении. В большинстве случаев надежность и долговечность конструкций определяется надежностью и долговечностью комплектующих резиновых изделий. Поэтому к расчету резиновых изделий предъявляются повышенные требования. В области эксплуатационных нагрузок резина находится в высокоэластичном состоянии, то есть она относится к эластомерам. Поскольку в высокоэластичном состоянии резина является низкомолекулярным материалом и допускает большие эксплуатационные деформации, то для описания напряженно-деформированного состояния необходимо привлекать нелинейную теорию упругости.

В данной работе рассматривается специализированная система расчетов на базе Maple, которая ориентирована на расчет амортизатора сдвига. В возможности этой системы заложено решение любых статических задач при конечной антиплоской деформации со смешанными граничными условиями и произвольным обобщенным неогуковским потенциалом энергии деформации для областей со сложной конфигурацией. Приведен пример сравнения численного решения с известным точным решением для потенциала энергии деформации Фунга приводится новое точное решение, полученное полубратным методом, и так же сравнивается с численным решением. Результаты сравниваемых решений показывают пригодность предлагаемой системы расчетов на базе Maple.

**Ключевые слова:** антиплоская деформация, гиперупругий материал, несжимаемый материал, потенциалы энергии деформации, точные решения, потенциал Фунга, Символьно-численная система.

## ВВЕДЕНИЕ

Текст MAPLE - широко распространенный пакет символьных вычислений, применяемый для теоретических исследований. Но этот пакет содержит и численную составляющую, расширяющую сферу его применения. Поэтому актуальной задачей является разработка проблемно специализированной системы расчетов являющейся комбинацией численных и символьных методов вычислений на базе MAPLE, ориентированной на применение в нелинейной теории упругости[1,2]. Создание сложных универсальных программных средств, призванных решать множество

задач требует огромных интеллектуальных, временных и материальных затрат. Представляется более эффективным использование простых моделей, решающих конкретные задачи [3,4]. Совокупность алгоритмических подсистем для решения таких задач может составить автоматизированное рабочее место механика в среде MAPLE[5].

В линейной теории упругости выделены из трехмерных задач двухмерные задачи с плоской, осесимметричной, антиплоской деформацией. Последний вид деформации наиболее простой, поэтому естественно начать с модели антиплоской деформации[6-13]. Естественным практическим приложением конечной антиплоской деформации является расчетная модель резинометаллического амортизатора продольного сдвига [14]. Резина является уникальным конструкционным материалом, благодаря этому она имеет множество технических применений [15]. Резина обладает превосходными деформирующими свойствами, что способствует использованию ее в качестве амортизаторов, в частности цилиндрических амортизаторов[16]. Резинометаллические амортизаторы широко применяются в машиностроении [17-19].

Предлагаемая специализированная система должна позволить автоматизировать расчет резинометаллических амортизаторов сдвига при конечных деформациях, свободно вводить любой обобщенный неогуковский потенциал энергии деформации и достаточно сложную конфигурацию поперечного сечения амортизатора. Система должна быть простой в использовании и при тестировании на известных точных решениях давать приемлемые результаты расчета жесткостных характеристик.

## АРХИТЕКТУРА СИМВОЛЬНО ЧИСЛЕННОЙ СИСТЕМЫ

В основу программной реализации пакета символьно численной системы (СЧС) положен модульный принцип организации, обеспечивающий возможность модернизации расчетных модулей и реализации новых возможностей, путем подключения к пакету дополнительных модулей.

На рисунке 1 приведена последовательность обращения вычислителя к модулям в виде блок-схемы, обеспечивающая работоспособность пакета.

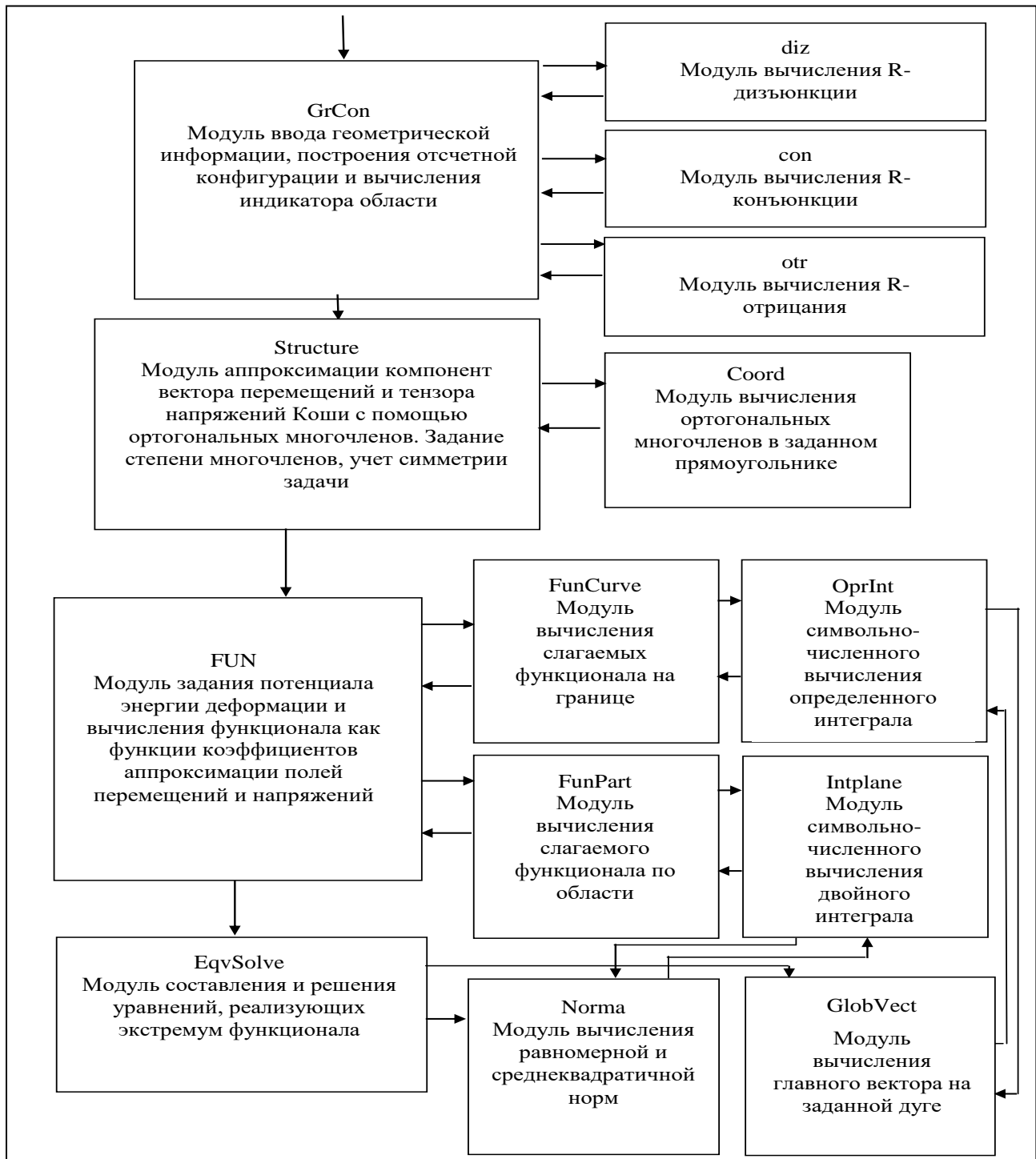


Рис. 1. Архитектура СЧС

СРАВНЕНИЕ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ С ТОЧНЫМ РЕШЕНИЕМ  
ДЛЯ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО АМОТИЗАТОРА И ПОТЕНЦИАЛА  
ЭНЕРГИИ ДЕФОРМАЦИИ ТРЕЛОАРА

В качестве задачи, для которой отыскиваются точные решения, рассматривается задача о конечном продольном сдвиге круговой цилиндрической втулки между жесткими концентрическими обоймами. С одной стороны это одна из простейших задач, с другой стороны она имеет

прикладное значение, поскольку это одна из конструкций амортизатора сдвига [21,22]. Обозначения и терминология соответствуют принятым в [23].

Точное решение давно известно [1,23]:

- Выражение для функции депланации  $v = \ln(\rho)q$
- Выражение для сдвигового напряжения

$$\sigma_{rz} = \frac{\mu q}{\rho}$$

- Выражение для жесткостной кривой

$$\delta = \ln(\kappa)q$$

Здесь  $v = w / R_1$ ,  $w$  - продольное смещение точек втулки амортизатора  $\rho = r / R_1$  - безразмерная радиальная координата цилиндрической системы координат,  $q = Q / (2\pi R_1 h \mu)$  - безразмерное сдвиговое усилие,  $\mu$  -

модуль сдвига линейной теории упругости,  $\delta = \Delta / R_1$  - безразмерная величина сдвига внешней обоймы относительно внутренней,  $k = R_2 / R_1$  - параметр, задающий типоразмер втулки. Здесь  $\Delta$  - продольное смещение внешней обоймы относительно внутренней,  $R_1, R_2$  - радиусы внутренней и внешней обойм,  $h$  длина амортизатора.

В табл. 1 представлены характеристики вычислительного процесса. Вычисления проводились на ПК Intel(R) Core(TM) Quad CPU Q6600 @ 2.40 GHz 2.0 Gb.

Таблица 1

№	Степень многочлена аппроксимирующего продольный сдвиг	Число узлов квадратурной формулы на граничном контуре	Число узлов квадратурной формулы в области	Время вычисления слагаемых функционала на контуре в секундах	Время вычисления слагаемых функционала в области в секундах	Количество уравнений для нахождения коэффициентов многочленов	Время решения системы уравнений в секундах	Среднеквадратичная норма невязки уравнения равновесия
	n	m	k					
1	4	20	2500	0,031	0,531	12	0,000	2,97
2	8	20	2500	0,062	1,094	22	0,000	1,75
3	10	20	2500	0,203	1,86	35	0,000	1,06
4	10	20	2500	0,328	2,984	51	0,016	1,98
5	10	50	2500	0,766	3,218	51	0,016	1,98
6	10	50	10000	0,250	13,703	51	0,016	0,96
7	10	50	40000	0,640	56,44	51	0,016	0,48
8	10	50	62500	0,625	96,657	51	0,016	0,46

На рис. 2. представлено распределение относительного продольного сдвига  $v(\rho)$  вдоль радиуса в поперечном сечении при  $k=2, q=1.4$  для значений показателя степени аппроксимационного многочлена продольного сдвига 4 и

8. Видно, что уже при  $n=8$  достигается высокая степень совпадения точных значений (непрерывная кривая) и значений, полученных численно (точки) [24].

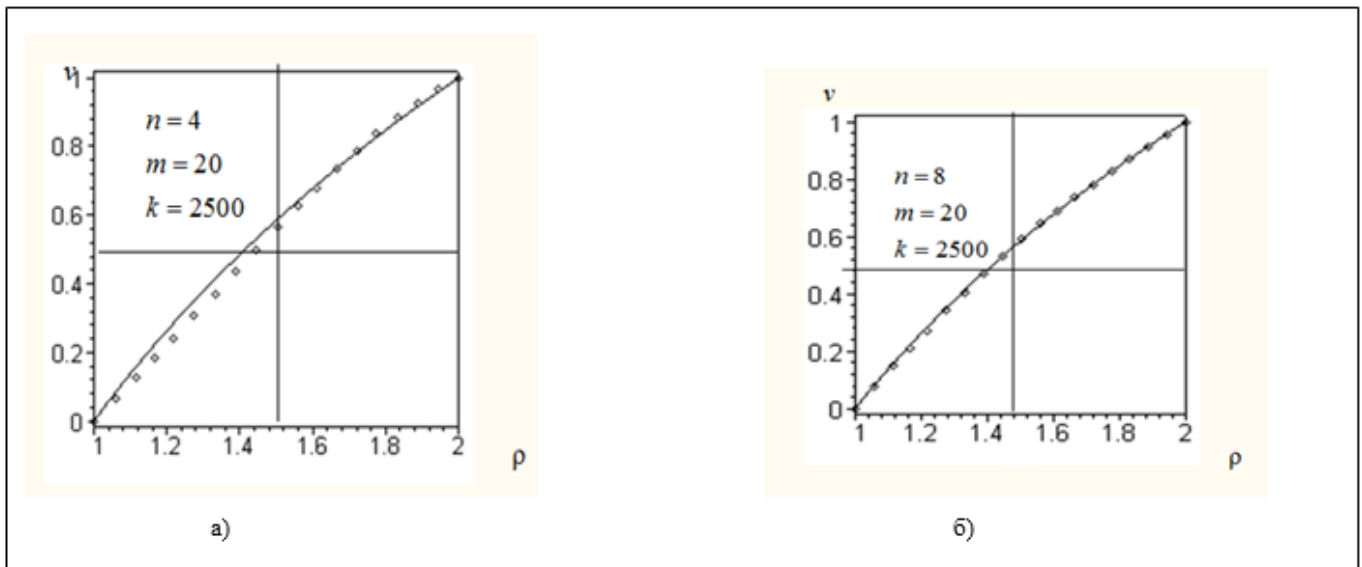


Рис. 2. Распределение продольного сдвига вдоль радиуса в поперечном сечении при  $k=2, q=1.4$ ;  
 а) степень аппроксимационного многочлена продольного сдвига 4;  
 б) степень аппроксимационного многочлена продольного сдвига 8

На “рис. 3” представлено распределение сдвигового напряжения  $\sigma_{rz}(\rho)$  вдоль радиуса в поперечном сечении при  $k=2, q=1.4, \mu=10\text{МПа}$  для значений показателя степени аппроксимационного многочлена продольного сдвига  $n=4, n=6, n=8, n=10$  при  $m=20, k=2500$ . Точным значениям соответствует непрерывная кривая, а значениям, полученных численно соответствуют точки. Продемонстрирована устойчивость процесса до  $n=10$ , потеря устойчивости при  $n=10, m=20, k=2500$ . Далее показано восстановление устойчивости при увеличении числа узлов квадратурной формулы в области.

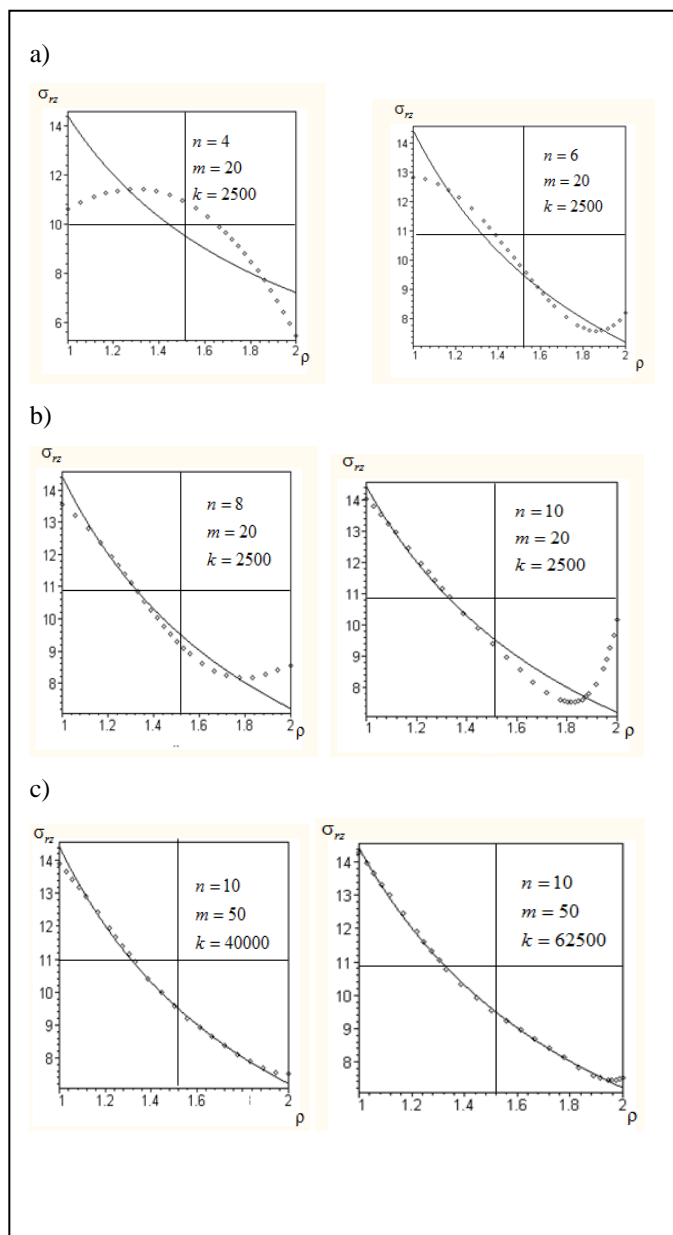


Рис. 3. Распределение напряжения сдвига вдоль радиуса в поперечном сечении при  $k=2, q=1.4, \mu=10$

На “рис. 4” представлена безразмерная жесткостная кривая  $\delta(q)$  при  $k=2$  для значений показателя степени аппроксимационного многочлена продольного сдвига 8. Видно, что уже при  $n=8$  достигается высокая степень

совпадения точных значений (непрерывная кривая) и значений, полученных численно (точки).

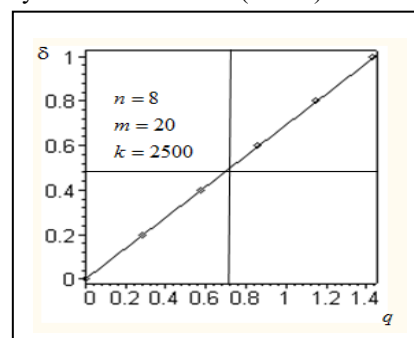


Рис. 4. Жесткостная характеристика при  $k=2$

СРАВНЕНИЕ ЧИСЛЕННОГО РЕШЕНИЯ С ТОЧНЫМ РЕШЕНИЕМ ДЛЯ ПОТЕНЦИАЛА ЭНЕРГИИ ДЕФОРМАЦИИ ФАНА

Точное решение выражается формулами [25]:

- Выражение для функции депланации

$$v(\rho) = q e^{-A\rho} - e^{-A1} + \frac{1}{2} [Ei(1, A\rho) - Ei(1, A1)]$$

$$A\rho = \frac{1}{2} \text{LambertW}\left(\frac{2\beta q^2}{\rho^2}\right)$$

- Выражение для сдвигового напряжения

$$\sigma_{rz} = \frac{\mu q}{\rho}$$

- Выражение для жесткостной кривой

$$\delta = q e^{-A\kappa} - e^{-A1} + \frac{1}{2} [Ei(1, A\kappa) - Ei(1, A1)]$$

Здесь  $\text{LambertW}(z)$ - функция Ламберта,

$Ei(z, a) = \int_1^{\infty} e^{-tz} t^{-a} dt$  - экспоненциальный интеграл.

Остальные обозначения совпадают с обозначениями предыдущего параграфа.

На “рис. 5а” представлено распределение продольного сдвига  $v(\rho)$  вдоль радиуса в поперечном сечении при  $k=2, q=1.8, \beta=0.2$  для показателя степени аппроксимационного многочлена продольного сдвига 8. Видно, что уже при  $n=8$  достигается высокая степень совпадения точных значений (непрерывная кривая) и значений, полученных численно (точки)[24].

На “рис. 5б” представлена безразмерная жесткостная кривая  $\delta(q)$  при  $k=2, \beta=0.2$  для показателя степени аппроксимационного продольного сдвига 8. Видно, что уже при  $n=8$  достигается высокая степень совпадения точных значений (непрерывная кривая) и значений, полученных численно (точки).

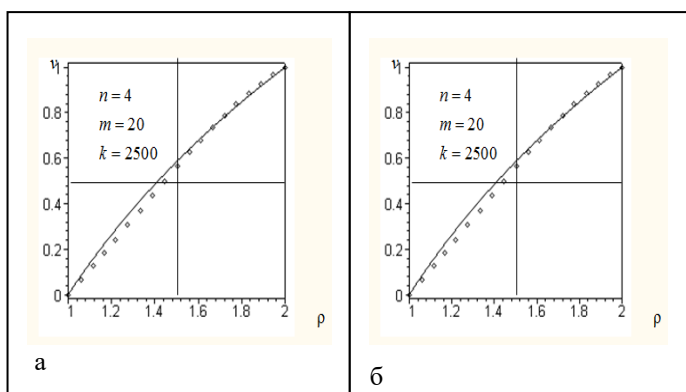


Рис. 5. а) Жесткостная характеристика при  $k=2$ ,  $\beta=0.2$ ; б) Распределение продольного сдвига вдоль радиуса в поперечном сечении при  $k=2$ ,  $q=1.8$ ,  $\beta=0.2$

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

Разработана символьно-численная система (СЧС), на базе MAPLE, расширяющая возможности пакета MAPLE и упрощающая его применение в задачах механики. СЧС широко использует символьные возможности ядра MAPLE и специальные пакеты расширения MAPLE. В возможности этой системы заложено приближенное решение статических задач теории упругости при конечной антиплоской деформации со смешанными граничными условиями и произвольным обобщенным негоуковским потенциалом для областей со сложной конфигурацией.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лурье А. И. Нелинейная теория упругости. / А. И. Лурье – М.: Наука, 1980 – 512 с.
2. Черных К.Ф. Некоторые законы нелинейной теории упругости / К.Ф. Черных // Докл. РАН 1998. 359. -№ 3. С. 337-339.
3. Волкова В. Н. Основы теории систем и системного анализа / В. Н. Волкова, А. А. Денисов. – СПб.: Изд-во СПбГТУ, 2001. – 512 с.
4. Ефимов Г.Б. Методы компьютерного конструирования моделей механики систем твердых тел. / Г.Б. Ефимов, М.В. Грошева // Материалы Всесоюз. рабочего совещания. Ленинград, 1989. № 6. – 32 с. (Препринт / Ленингр. фил. Ин-та машиновед. АН СССР).
5. Жуков Б.А. Проблемно специализированная система автоматизированных вычислений "Рабочее место механика". / Б.А. Жуков // Деп. в ВИНТИ 19.10.06, - Волгогр. гос. пед. ун-т. Волгоград, 2006. № 1250-В2006 – 20 с.
6. Knowles J. K. On finite anti - plan chare for incompressible elastic materials / Knowles J. K. // J. Austral. Math. 1976. – В19. '4. P. 400 – 415.
7. Бондарь В.Д. Моделирование нелинейного антиплоского деформирования цилиндрического тела / Бондарь В.Д // ПМТФ. -2005. Т.46. - №4. – С. 99-109.
8. Васильев А.Н. Нейросетевое моделирование Принципы. Алгоритмы. Приложения. / А.Н. Васильев, Д.А. Тархов – С-Петербург: Изд. Политехнического ун-та. 2009. – 527 с.

9. Михлин С.Г. Численная реализация вариационных методов / С.Г. Михлин - М: Наука, 1966 – 432 с.

10. Кондауров В.И. О законах сохранения и симметризации уравнений нелинейной теории термоупругости / В.И. Кондауров – Докл. АН СССР. 1981. 256. - № 4. - С. 819-823.

11. Ортега Дж. В. Итерационные методы решения нелинейных систем уравнений со многими неизвестными / Дж. Ортега, В. Рейнболдт – М.: Мир, 1976– 558 с.

12. Таранчук В. Б. Основные функции систем компьютерной алгебры / В. Б. Таранчук – Минск: БГУ, 2013 – 59 с.

13. Толоконников Л.А. Задачи теории упругости с учетом геометрической и физической нелинейности / Л.А. Толоконников // В кн. Третий Всесоюзный съезд по теоретической и прикладной механике. Аннотации докладов. – М. 1968. – С. 293.

14. Яворский Ю. Резина в автомобилях / Ю. Л. Яворский Машиностроение, 1980 –360 с.

15. Баденков П.Ф. Резина является конструкционным материалом современного машиностроения. / П.Ф. Баденков, В.Ф. Евстратов, М.М. Резниковский. – М Химия; 1967 – 324 с.

16. Giampaolo M. Mechano-biology in the thoracic aortic aneurysm: a review and case study / Giampaolo M, Thomas CG, Jehangir JA, et al // *Biomech Model Mechanobiol.* 2014;13(5) –P.917–928.

17. Черных К.Ф. Нелинейная теория упругости в машиностроительных расчетах / К.Ф. Черных – Л.: Машиностроение, 1986– 335с.

18. Пономарев С. Д. и др. Расчеты на прочность в машиностроении / С. Д. Пономарев и др. – М.: Mashgiz, 1956. Т. 2. – С. 82-98.

19. Потураев В. Н. Резиновые и резиноталлические детали машин / В. Н. Потураев – М.: Машиностроение, 1966 – 299 с.

20. Грошева М.В. История использования аналитических вычислений в задачах механики / М.В. Грошева, Г.Б. Ефимов, В.А. Самсонов –М. Издание ИПМ им. М.В. Келдыша РАН, 2005 – 87 с.

21. Kanner LM, Horgan CO. Inhomogeneous shearing of strain-stiffening rubber-like hollow circular cylinders / Kanner LM, Horgan CO. // *International Journal of Solids and Structures.* – 2008;45(20) – P.5464–5482.

22. Fung YCB. Elasticity of soft tissues in sample elongation / Fung YCB // *Am J Physiol.* –1967;213(6) – P.1532–1544.

23. Рвачев В.Л. Методы алгебры логики в математической физике / В.Л. Рвачев – Киев: Наукова Думка, 1974. – 259с.

24. Андреева Ю.Ю. Точные аналитические решения одной задачи нелинейной теории упругости для двух потенциалов энергии деформации несжимаемого материала / Ю. Ю. Андреева, Б. А. Жуков // Известия высших учебных заведений. Поволжский регион. Физико-математические науки. – 2018. – № 2 (46). – С. 64–76.

25. Polignone D.A. Axisymmetric finite anti-plane shear of compressible nonlinearly elastic circular tubes./ Polignone D.A., Horgan C.O // *Journal: Quart. Appl. Math.* 50 –1992, P. –323-341.



---

---

# The Application of Symbolical Numerical System for Evaluating the Tense Condition of Cylindrical Shock Absorber

Andreeva Y. Y., Kalinin Y. V., Zhukov B. A.

Volgograd State Technical University

Volgograd, Russian Federation

ajj308@mail.ru., jkv83@mail.ru, zhukov.b.a@gmail.com

Zhukov B. A.

Volgograd Social Pedagogical University

Volgograd, Russian Federation

zhukov.b.a@gmail.com

**Abstract.** Rubber-metal products represent one of the most important classes of products used in modern machine building. In most cases reliability and durability of structures is determined by reliability and durability of component rubber products. Therefore, there are increased requirements for calculation of rubber products. In the field of operational loads, the rubber is in a highly elastic state, i.e. it relates to elastomers. Since in a highly elastic state the rubber is a low-modulus material and allows for large operational deformations, a nonlinear theory of elasticity must be used to describe the stress-strain state.

This paper discusses a specialized Maple-based calculation system that focuses on the calculation of the shear damper. This system helps solve any static problem with finite antiplane shear

deformation with mixed boundary conditions and any generalized neo-Hookean potential of the strain energy for areas with a complex configuration. An example of comparing a numerical solution with a known exact solution for Treloar strain energy potential is given. For Fung 's deformation energy potential, a new exact solution obtained by the semi-partial method is given and is also compared to the numerical solution. The results of the compared solutions show the suitability of the proposed Maple-based calculation system.

**Keywords:** antiplane deformation, hyperelastic material, incompressible material, Deformation energy potentials, exact solutions, Fung 's patent, Numerical and symbolic system.

# Моделирование структуры потока при неустановившемся движении воды в трубе

Голованчиков А.Б., Залипаева О.А., Прохоренко Н.А.

Волгоградский технический университет

Волгоград, Россия

natasha292009@yandex.ru

**Аннотация.** Приводятся аппроксимирующие степенные уравнения, описывающие неустановившиеся скорости воды в трубе на входном и выходном участках в сравнении с установившимся профилем скорости, то есть с зависимостью скорости от радиуса полученную экспериментально, и с так называемым «законом 1/7», описывающим профиль скорости для турбулентного потока. Предлагается структуру потока моделировать не традиционно по дифференциальным или интегральным кривым отклика, а по профилю скорости, полученному в конкретном сечении трубы и по выведенным формулам определять вышеназванные кривые и функции отклика. Приводятся также результаты расчетов параметров для различных моделей структуры потоков.

**Ключевые слова:** профиль скорости, установившийся и неустановившийся поток, дифференциальная и интегральная кривые отклика, физическое и математическое моделирование, структура потока.

## ВВЕДЕНИЕ

Как известно формула профиля скорости для установившегося ламинарного потока вязкой жидкости выводится аналитически из дифференциального уравнения Навье-Стокса для одномерного потока и реологического уравнения Ньютоновской жидкости, и имеет вид:

$$v = 2v_s \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right], \quad (1)$$

где  $v_s$  - средняя скорость потока, м/с;  $r$  и  $R$  - соответственно текущий и внутренний радиус трубы, м.

Эта зависимость хорошо подтверждается экспериментальными данными [1-3]. Сложнее обстоит дело с описанием установившегося профиля скорости при турбулентном режиме течения жидкостей и газов. Экспериментально при  $Re > 10^5$  такой профиль скорости описывается «законом 1/7»:

$$v = v_0 \left( 1 - \frac{r}{R} \right)^{1/7}, \quad (2)$$

где  $v_0$  - скорость на оси потока, м/с.

Целью работы было:

— определение установившегося и неустановившегося профиля скорости на входе в трубу и на выходе из нее с помощью трубки Пито-Прандтля и моделирование структуры потоков по профилю скорости;

— аппроксимация полученных зависимостей степенным уравнением, аналогичному «закону 1/7» для турбулентного потока;

— расчет дифференциальных и интегральных кривых отклика по профилю скорости;

— моделирование структуры потока типовыми моделями: диффузионной или комбинированной.

## НАУЧНАЯ ЗНАЧИМОСТЬ

Данная тема является актуальной, так как используется в химической, нефтегазовой, нефтедобывающей, нефтеперерабатывающей, а также энергетической отрасли промышленности, которая активно развивается в России.

Разработка новых технических комплексов на основании полученных экспериментальных данных, поможет модернизировать уже имеющиеся промышленные образцы, которые будут иметь более высокую производительность и энергоэффективность. Одной из главных целей развития промышленности является ресурсо- и энергосбережение, сокращение потерь на всех стадиях технологического процесса при подготовке запасов, добыче, транспорте и переработке. Энергоемкость ВВП России превышает среднемировой показатель в 2,3 раза, а по странам ЕС – в 3,1 раза. Существующий потенциал энергосбережения России составляет от 360 до 430 млн. т. условного топлива или 39-47% текущего потребления энергии. Почти треть часть его сосредоточена в топливно- энергетических отраслях (в том числе четверть – в электроэнергетике и теплоснабжении), еще 35-37% в промышленности и 25-27% в жилищно- коммунальном хозяйстве[4-11].

## ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

Исходные и справочные данные, при которых проводились экспериментальные исследования, приведены в таблице 1 [12-20]. Здесь же в нижней части таблицы 1 приведены результаты расчетов, а графически полученные профили скорости на рис. 1.

Таблица 1

Исходные справочные данные и расчетные параметры

Наименование параметра	Размерность	Обозначения	Величина
<i>Исходные данные</i>			
Радиус трубы	м	$R$	0,05
Длина трубы	м	$L$	4
Расстояние от входа в трубу, где измеряется профиль скорости неустановившегося потока	м	$l_n$	0,4
Расстояние на выходе из трубы	м	$l_k$	0,4
Расстояние от входа в трубу, где измеряется профиль скорости установившегося потока	м	$l_y$	2
Температура	°C	$t$	22
Давление	ат	$p_a$	1,030
Расход воды	м <sup>3</sup> /час	$q_v$	$9,1 \cdot 10^{-3}$

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90002.

Диаметр входного и выходного патрубков	м	$d_e$	0,025
<b>Справочные данные</b>			
Плотность воды	кг/м <sup>3</sup>	$\rho$	1000
Динамическая вязкость воды	Па·с	$\mu$	0,001
<b>Расчетные параметры</b>			
Средняя скорость воды	м/с	$v_s$	1,100
Число Рейнольдса	-	$Re$	$1,1 \cdot 10^5$
Скорость на оси потока:			
а) для «закона 1/7»	м/с	$v_0$	1,426
б) для установившегося течения	м/с	$v_{0y}$	1,384
в) для неустановившегося движения на входе	м/с	$v_{0н}$	1,497
г) для неустановившегося движения на выходе	м/с	$v_{0к}$	1,553
Показатель степени в степенном уравнении (3):			
а) для «закона 1/7»	-	$p$	0,143
б) для установившегося течения	-	$p_y$	0,120
в) для неустановившегося движения на входе	-	$p_n$	0,180
г) для неустановившегося движения на выходе	-	$p_k$	0,210
Безразмерное расчетное время запаздывания входного импульсного сигнала или скорости потока на оси трубы:			
а) для «закона 1/7»	-	$\theta_0$	0,813
б) для установившегося течения	-	$\theta_{0y}$	0,838
в) для неустановившегося движения на входе	-	$\theta_{0н}$	0,774
г) для неустановившегося движения на выходе	-	$\theta_{0к}$	0,746

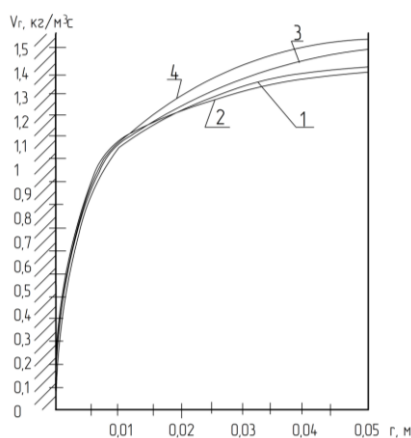


Рис. 1. Профили скорости: 1 – описываемая уравнением (2) ( $v_0=1,42$  м/с,  $p=0,143$ );  
 2 – в середине трубы ( $v_0=1,384$  м/с,  $p=0,112$ );  
 3 – на входе ( $v_0=1,497$  м/с,  $p=0,18$ );  
 4 – на выходе ( $v_0=1,55$ ,  $p=0,21$ );

Полученные экспериментальные зависимости  $v = v(r)$  для участка трубы:

- на входе, когда:  $l_n/L = 0,1$  и  $l_n/D = 4$ ,

где  $D = 2R$  - внутренний диаметр трубы;

- на выходе, когда:  $l_k/L = 0,1$  и  $l_k/D = 4$ ,

- в середине длины трубы, где предполагается установившийся турбулентный поток воды, когда:

$$l_y/L = 0,5 \text{ и } l_y/D = 20,$$

были обработаны методом корреляционного анализа, подтвердившего воспроизводимость экспериментальных данных в трех параллельных опытах по критерию Кохрена (наибольшее отклонение от среднего значения локальной скорости составляло 18%, а среднее 8,7%, адекватность аппроксимирующих степенных уравнений):

$$v = v_0(1 - r/R)^p, \quad (3)$$

где  $p$  - показатель степени в степенном уравнении, по критерию Фишера в линеаризованном виде:

$$\ln v = \ln v_0 + p(1 - r/R), \quad (4)$$

с наибольшими отклонениями теоретических значений от средних в эксперименте 14,7%, а средних 7,9%, значимость обоих коэффициентов по критерию Стьюдента и высоким коэффициентом корреляции, изменяющимся в пределах 0,968-0,979 [4].

Значения рассчитанных коэффициентов  $v_0$  и  $p$  приведены в таблице 1, а сами профили скорости для трех режимов течения: неустановившихся на входе и выходе и установившегося в середине трубы представлены на рис. 1.

Как видно из графиков рис. 1 даже в середине трубы (кривая) при  $Re \approx 10^5$  известное уравнение для турбулентного потока не выполняется. Расхождения в показателе  $p$  составляет:

$$\delta_y = \frac{0,120 - 0,143}{0,143} \cdot 100 = -16\%$$

Зато для неустановившихся турбулентных потоков воды на входе и выходе эти относительные отклонения в показателе  $p$  являются положительными и составляют для входного участка:

$$\delta_n = \frac{0,18 - 0,143}{0,143} \cdot 100 = 25,8\%$$

Для участка на выходе:

$$\delta_r = \frac{0,21 - 0,143}{0,143} \cdot 100 = 46,8\%$$

Если проводить сравнение показателей степени неустановившихся потоков с показателем степени в середине трубы, то эти отклонения составляют:

для входа:

$$\Delta_n = \frac{0,18 - 0,12}{0,12} \cdot 100 = 50\%$$

для выхода:

$$\Delta_k = \frac{0,21 - 0,12}{0,12} \cdot 100 = 75\%$$

Относительные отклонения по максимальной скорости на оси потока менее значительны, чем для показателей степени  $p$ :

а) приведенные к средней скорости «закона 1/7»:

$$\delta v_y = \frac{1,384 - 1,426}{1,426} \cdot 100 = -2,9\%$$

$$\delta v_n = \frac{1,497 - 1,426}{1,426} \cdot 100 = 5\%,$$

$$\delta v_k = \frac{1,553 - 1,426}{1,426} \cdot 100 = 8,9\%,$$

б) приведенные к скорости в середине трубы:

$$\Delta v_n = \frac{1,497 - 1,384}{1,384} \cdot 100 = 3,1\%,$$

$$\Delta v_k = \frac{1,553 - 1,384}{1,384} \cdot 100 = 12,2\%.$$

Большие отклонения по показателю  $p$  и осевой скорости  $v_0$  в профилях скорости для неустановившегося потока на выходе по сравнению с неустановившемся потоком на входе, на наш взгляд, объясняется уменьшением (по закону Бернулли) статического давления перед попаданием потока из большой трубы в выходной патрубок. Поток заранее втягивается в область пониженного давления, где его скорость возрастает. Наоборот, на входе рост статического давления при выходе из небольшого по сечению патрубка  $d_e=25$ мм в трубу, большего диаметра  $D=2R=100$ мм, заставляет тормозить входной поток и быстрее приводит его к установившемуся течению.

Структуру полученных турбулентных потоков воды при установившемся и неустановившемся течении в трубе можно моделировать по полученным профилям скорости, не прибегая к традиционному методу снятия кривых отклика на стандартные входные сигналы: импульсный или ступенчатый [5-8].

Так как относительный расход потока:

$$\frac{dq}{qv} = Cd\theta,$$

где  $C$  – дифференциальная кривая отклика на входной импульсный сигнал;  $\theta = \frac{\tau}{\tau_{cp}} = \frac{v_s}{v}$  – безразмерное нормированное время;  $\tau$  – текущее время, с;  $\tau_{cp}$  – среднее время пребывания, с;  $q_v$  – общий расход, м<sup>3</sup>/с.

С другой стороны исходя из дифференциального уравнения неразрывности:

$$\frac{dq}{qv} = \frac{2\pi r v dr}{\pi R^2 v_s} \quad (6)$$

Так как:  $d\theta = \frac{d\tau}{\tau_{cp}}$  или  $d\theta = d\left(\frac{l/v}{l/v_s}\right) = -\frac{v_s}{v^2} dv$ , (7)

то, приравняв правые части уравнений (5) и (6) с учетом (7), получаем формулу для расчета дифференциальной кривой отклика:

$$C = -\frac{2rv^3}{R^2 v_s^2 (dv/dr)} \quad (8)$$

Знак «минус» учитывает что градиент  $(dv/dr)$  – отрицательный.

Для интегральной кривой [5-8]:

$$F = \int_0^\theta Cd\theta,$$

или с учетом дифференциальных уравнений (5) и (6) получаем формулу для расчета интегральной кривой отклика:

$$F = \frac{2}{R^2 v_s} \int_0^r r v dr \quad (9)$$

Таким образом, формулы (8) и (9) позволяют рассчитать дифференциальные и интегральные кривые отклика безиндикаторным методом по профилю скорости.

Для степенных функций (3) градиент скорости:

$$\frac{dv}{dr} = -\frac{v_0 p}{R} \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{p-1}.$$

Подставляя это значение градиента в уравнение (8) получаем аналитическую формулу для С-функции отклика:

$$C = \left(\frac{2}{p}\right) \left(\frac{v^3}{v_s^3 v_0}\right) \left(\frac{r}{R}\right) \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{p-1} \quad (10)$$

Из уравнения (3) следует:

$$\frac{\theta_0}{\theta} = \left(1 - \frac{r}{R}\right)^p \text{ и } \left(1 - \frac{r}{R}\right)^p = \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{p}}.$$

Тогда:

$$\left(\frac{r}{R}\right) = 1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{p}},$$

$$\text{и } \left(1 - \frac{r}{R}\right)^{p-1} = \left[1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{p}}\right]^{p-1}.$$

Подставляя полученные значения  $\left(\frac{r}{R}\right)$  и  $\left(1 - \frac{r}{R}\right)^{p-1}$ ,

выраженные через безразмерное время в уравнение (10), получаем:

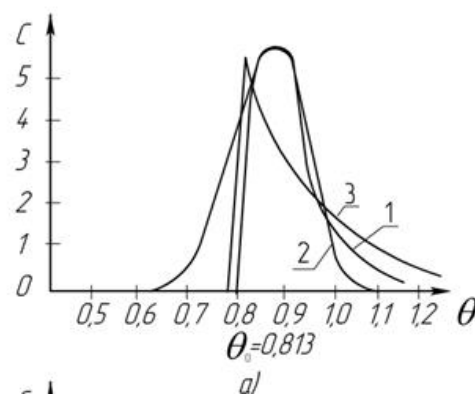
$$C = \frac{2}{p} \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{p}} \left[1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^{\frac{1}{p}}\right]^{p-1} \theta^{-2} \quad (11)$$

где  $\theta_0 = \frac{v_s}{v_0}$  – время запаздывания.

Для «закона 1/7»:

$$C = 14 \frac{\theta_0^7}{\theta^9} \left[1 - \left(\frac{\theta_0}{\theta}\right)^7\right],$$

что совпадает с известной формулой С-функции отклика для турбулентного потока.



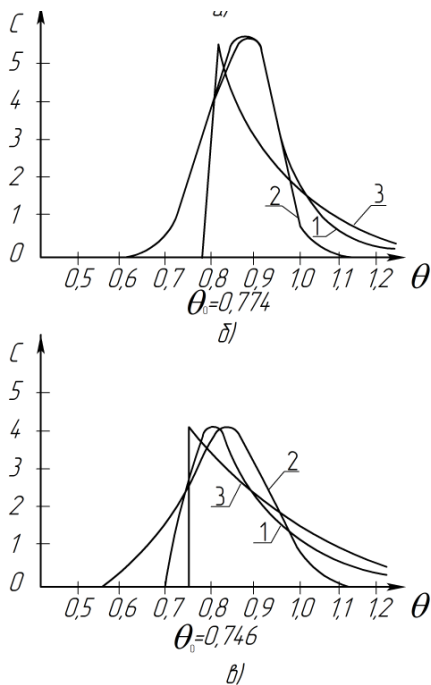


Рис. 2. Дифференциальные С-кривые отклика:

- 1 - рассчитанные по профилю скорости;
- 2 - для диффузионной модели  $Pe=213,4$ ;
- 3 - для комбинированной модели последовательного соединения при  $\theta_0 = 0,714$  зон идеального вытеснения и смешения;
- а) для установившегося потока  $Pe=429,8$ ;  $\theta_0=0,813$ ;
- б) для неустановившегося потока на входе  $Pe=366,2$ ;  $\theta_0=0,774$ ;
- в) для неустановившегося потока на выходе  $Pe=213,4$ ;  $\theta_0=0,746$

Рассчитанные по уравнению (11) С-кривые отклика для установившегося и неустановившегося потока, представлены на рис. 2. Здесь же для сравнения представлены графики модельных С-функций отклика для однопараметрической диффузионной модели и комбинированной модели с последовательным соединением зон идеального вытеснения и смешения.

Дифференциальная С-функция отклика однопараметрической диффузионной модели имеет вид [5]:

$$C = 0,5 \sqrt{\frac{Pe}{\pi}} \exp[-0,25 \cdot Pe(1-\theta)^2], \quad (12)$$

а комбинированной модели с последовательным соединением зон идеального вытеснения и смешения [8]:

$$C = \frac{1}{1-\theta_0} \exp\left[-\frac{\theta-\theta_0}{1-\theta_0}\right], \quad (13)$$

где  $Pe$  – число Пекле продольной диффузии,  $\theta_0$  – численно равно доли вытеснения (безразмерное время запаздывания).

Особенностью расчетов по уравнению (12) является определение числа  $Pe$  для времени  $\theta = 1$ , то есть соответствующего безразмерному времени пребывания, при котором  $C_{\theta=1} = C_{\max}$ . В этом случае можно совместить максимумы на экспериментальной кривой отклика, рассчи-

танной по уравнениям (8) или (11) с расчетами по формуле (12). Тогда:

$$C_{\max} = 0,5 \sqrt{\frac{Pe}{\pi}}, \quad (14)$$

и  $Pe = 4\pi \cdot C_{\max}^2$ .

Для комбинированной модели с последовательным соединением зон вытеснения и смешения, подставляя безразмерное время запаздывания  $\theta_0$  из экспериментальной зависимости [формулы (8) или (11)] в формулу (13) получаем совмещение дифференциальных кривых с кривыми на входе. Но здесь возможно значительное расхождение по наибольшей высоте расчетной и модельной кривой отклика и их несовпадение по безразмерному времени  $\theta_{\max}$  (рис. 2).

Для рассматриваемой комбинированной модели можно уравнивать наибольшие значения  $C_{\max}$  в расчетной экспериментальной зависимости [формулы (8) или (11)] и модели. Тогда, время запаздывания совпадать не будет (рис. 2.в). В последнем случае из формулы (13) следует:

$$\theta_0 = 1 - \frac{1}{C_{\max}}. \quad (15)$$

На рис. 3 представлены графики интегральных F – кривых отклика (9), полученных экспериментальных зависимостей профилей скорости от радиуса, но они различаются мало и не настолько информативны как выше рассмотренные С-функции и кривые отклика.

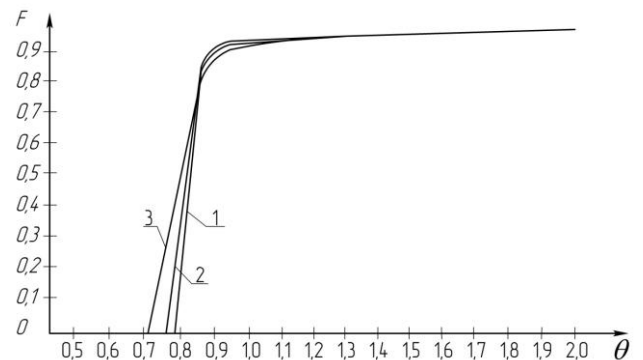


Рис.3. Интегральные F - функции отклика рассчитанные по формуле профилю скорости (9):

- 1 – для установившегося потока;
- 2 – для неустановившегося входного потока;
- 3 – для неустановившегося на выходе потока

Традиционный метод расчета параметров ячеечной и диффузионной модели по дисперсии кривых отклика профиля скорости невозможен, так как дисперсия [5-8]:

$$\sigma^2 = \int_0^{\infty} C\theta^2 d\theta - 1 \rightarrow \infty.$$

Например, для ламинарного потока:

$$C = \frac{1}{2\theta^3}, \theta \geq 0,5, \quad \sigma^2 = \int_{0,5}^{\infty} \frac{1}{2\theta} d\theta = \frac{1}{2} \ln \theta \Big|_{0,5}^{\infty} \rightarrow \infty.$$

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Таким образом, описания профиля скоростей для установившегося и неустановившегося турбулентных потоков воды в трубе, степенными уравнениями (3) и определение по ним интегральных и дифференциальных кривых отклика без использования традиционного индикаторного метода входных возмущений, а с помощью уравнений детерминированного класса (8) и (9) или (11) позволяют моделировать структуру потоков по диффузионной модели (12) или комбинированной модели с последовательным соединением зон идеального вытеснения и смешения (13), совмещая с повышенной точностью форму расчетных и модельных кривых отклика.

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ в рамках научного проекта № 19-38-90002.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Романков П. Г. Гидродинамические процессы химической технологии / П. Г. Роменков, М. И. Курочкина. – Л. : Химия, 1974. – 288 с.
2. Павлов К. Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии / К. Ф. Павлов, П. Г. Романков, А. А. Носков // 10-е изд., перераб. и доп. – Москва : Альянс, 2013. – 576 с.
3. Романков П. Г. Руководство к практическим занятиям в лаборатории процессов и аппаратов химической технологии / Под редакцией П. Г. Романкова. – Л. : Химия, 1975. – 255 с.
4. Бондарь А. Г. Планирование эксперимента в химии и химической технологии / А. Г. Бондарь, Г. А. Статюха. – Киев «Высшая школа», 1976. – 183 с.
5. Левеншпиль О. Инженерное оформление химических процессов / О. Левеншпиль: под ред. М. Г. Слинко. – М. : Химия, 1969. – 624 с.
6. Кафаров В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии / В. В. Кафаров. – М. : Химия, 1968. – 379 с.
7. Закгейм А.Ю. Введение в моделирование химико-технологических процессов. / А.Ю. Закгейм / 2-е изд., перераб. и доп. — М.: Химия, 1982. – (серия «Химическая кибернетика») 288 с.
8. Тябин Н. В. Методы кибернетики в реологии и химической технологии : учебное пособие / Н.В. Тябин, А. Б. Голованчиков. – Волгоград: Изд-во «Волгоградская правда», 1983. – 103 с.
9. Багатуров С.А. Основы теории и расчета перегонки и ректификации; под редакцией С.А. Багатурова. – изд.3-е, перераб.- М.: Химия,1974.

10. Плановский А.Н., Николаев П.И. Процессы и аппараты химической и нефтехимической технологии. Учебник для вузов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М.: Химия, 1987.

11. Рамм В. М. Абсорбция газов. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., "Химия", 1976.

12. Тимонин А.С. Основы расчета и конструирования химико-технологического и природоохранного оборудования: Справочник, Т. 2. 2-е изд.– Калуга: Издательство Н. Бочкаревой, 2002.

13. Дыгнерский Ю.И. Основные процессы и аппараты химической технологии [Текст] : пособие по проектированию / под ред. Ю. И. Дыгнерского. - 4-е изд., стер. - М. : Альянс, 2008.

14. Голованчиков А.Б. Алгоритм расчёта насадочной ректификационной колонны с учётом продольного перемешивания по жидкой фазе / А.Б. Голованчиков, Н.А. Прохоренко, В.Н. Карев // Известия ВолгГТУ. - Волгоград, 2016. - № 3 (182). - С. 14-17.

15. Кафаров В. В. Методы кибернетики в химии и химической технологии : учебник / В. В. Кафаров. - 4-е изд., перераб. и доп. - М. : Химия, 1985.

16. Левеншпиль О. Инженерное оформление химических процессов Изд:ХИМИЯ, 1969

17. Учебное пособие по курсу «Химия нефти и газа» Уфа, Изд: УГНТУ, 2014

18. Голованчиков А.Б. Аппроксимация табличных зависимостей по равновесию бинарных смесей степенным уравнением / А.Б. Голованчиков, А.А. Решетова, А.С. Остроухова, Е.Г. Фетисова // Известия Волгоградского государственного технического университета. Серия «Реология, процессы и аппараты химической технологии. Выпуск 4, №1(74), 2011, с. 37-39

19. Голованчиков А.Б. Повышение точности при аппроксимации табличных зависимостей по равновесию бинарных смесей / А.Б. Голованчиков, Е.В. Васильева, А.С. Остроухова, А.А. Решетников. Серия «Актуальные проблемы управления вычислительной техники и информатики в технических системах. Выпуск 12, №11 (84), 2011, с. 9-12.

20. Голованчиков, А.Б. Моделирование материального баланса с учётом продольной диффузии в ректификационной колонне / А.Б. Голованчиков, Н.А. Прохоренко // Известия ВолгГТУ. Сер. Актуальные проблемы управления, вычислительной техники и информатики в технических системах. - Волгоград, 2018. - № 5 (215). - С. 18-21.

---

---

# Modeling the Structure of the Flow with Unsteady Movement of Water in the Pipe

Golovanchikov A.B., Zalipaeva O.A., Prokhorenko N.A.

Volgograd Technical University

Volgograd, Russia

natasha292009@yandex.ru

*Abstract.* Approximating power equations are presented that describe the unsteady water velocities in the pipe at the inlet and outlet sections in comparison with the steady-state velocity profile, that is, with the dependence of the velocity on the radius obtained experimentally, and with the so-called “1/7 law” describing the velocity profile for turbulent flow. It is proposed that the flow structure be modeled not traditionally by differential or integral response curves, but by the velocity profile obtained in a

particular pipe section and from the derived formulas to determine the above curves and response functions. The results of parameter calculations for various flow structure models are also presented.

*Keywords:* velocity profile, steady and unsteady flow, differential and integral response curves, physical and mathematical modeling, flow structure.

# Методика моделирования теплонапряженного состояния блока цилиндров поршневого двигателя с сопряжением условий гидродинамики и теплообмена

Алексеев Д.Г., Гальшев Ю.В., Зайцев А.Б.

Санкт-Петербургский Политехнический Университет (национальный исследовательский университет)

Санкт-Петербург, Россия

alekseyeff@mail.ru, galyshev57@ya.ru, abzaytsev@mail.ru

**Аннотация.** С помощью разработанной методики численного исследования гидродинамики и теплообмена в полостях жидкостного охлаждения форсированного двигателя сделана оценка теплонапряженности блока цилиндров для исходного и скорректированного вариантов конструкции блока. Работа включает в себя обзорную часть, описание методики и разработанной твердотельной модели в программном пакете Dassault Solidworks, расчеты рабочего процесса бензинового двигателя 4С8,2/7,1 и теплонапряженности его корпусных деталей, выводы о работоспособности исследованных вариантов блока цилиндров. Сопряжение тепловых полей и нагрузок производится методом конечных объемов в программном продукте Siemens Star-CCM+. Анализируются численные решения с целью получения практических рекомендаций. Результаты расчета подтверждены экспериментальными данными.

**Ключевые слова:** блок цилиндров, система жидкостного охлаждения, моделирование процессов в ДВС, сопряженные граничные условия.

## ВВЕДЕНИЕ

Надежность работы теплонапряженных деталей форсированных двигателей внутреннего сгорания (ДВС), тесно связана с их тепловым (температурным) состоянием [1]. Изучению данного вопроса до настоящего времени уделялось достаточно много внимания, однако с появлением новых программных средств и моделирующих пакетов, возможности для анализа трехмерных конструкций существенно расширились. Для корпусных деталей двигателей характерна сложная пространственная конфигурация, что также определяет сложную конструктивную форму полостей систем охлаждения (СО). Разработка методик для решения сопряженных задач гидродинамики и теплообмена в сложных объемных конструкциях тепловых двигателей является актуальной проблемой.

## ПРЕДПОСЫЛКИ

Комплексный анализ гидродинамики и теплообмена в полостях СО является сложной сопряженной задачей, точное аналитическое решение которой для произвольной области по сей день не представляется возможным [2]. Поэтому в исследованиях данной проблематики важное место всегда занимали результаты натурных экспериментов.

Тем не менее, развитие двигателестроения идет по пути создания и использования систем автоматизации про-

ектирования ДВС, включающих в себя как задачи прогнозирования потребительских характеристик, так и вопросы надежности и общего воздействия на окружающую среду [3]. Основной сложностью их применения является обособленное задание граничных условий (ГУ), от точности задания которых зависит конечный результат моделирования, верифицируемый, как правило, физическими (натурными) экспериментами. В связи с сокращением временных рамок конструкторских разработок стоит проблема получения достоверных, обоснованных физически, но в тоже время не требующих значительных ресурсозатрат ЭВМ инженерных методик, которые возможно включать в системы расчета и проектирования ДВС [4].

В РФ технология численных расчетов гидродинамики и теплообмена в корпусных деталях ДВС еще недостаточно отработана. Это связано как со сложностью самого процесса объемного моделирования, так и с недостаточной интеграцией современных решений в области численного моделирования сопряженных задач в двигателестроительную отрасль. В последние годы значительно больше внимания стало уделяться использованию компьютерных технологий в расчетах рабочих процессов и испытаниях ДВС. Таким образом, введение и совершенствование методик моделирования сопряженных процессов гидродинамики и теплообмена в инженерные расчеты двигателестроения является важной актуальной задачей.

Желание повысить удельную мощность ДВС неизбежно приводит к увеличению плотности тепловых потоков в стенки камеры сгорания (КС), а, следовательно, и тепломеханической напряженности. Работоспособность деталей, подвергаемых термическому воздействию, обеспечивается различными методами. Наиболее эффективным методом сохранения допустимого температурного состояния является интенсификация теплообмена на термонагруженных поверхностях. Термически напряженные области характеризуются одновременным появлением в них вынужденной конвекции и пузырькового кипения со стороны СО. Процесс теплопередачи зависит от движения охлаждающей жидкости (ОЖ), и имеет сложный характер со значительной степенью неравномерности по объему, включающий в себя возможность парообразования, турбулентность и физические свойства, характерные для конкретного режима работы ДВС.

Определение температурного поля в теплонагруженных деталях ДВС может осуществляться как экспериментальным, так и расчетным путем. Натурные эксперименты проводятся на основе интересующего прототипа с после-



дующей верификацией результатов компьютерным моделированием. Расчетный метод способствует снижению затрат на моторные испытания. Определение интенсивности теплоотдачи в СО и из нее, а также описание температурных полей деталей возможно с использованием критерияльных уравнений или численного моделирования.

Традиционные методы расчета основываются на теории подобию физических процессов и используют эмпирические формулы и допущения. Сейчас накоплен достаточно большой опыт в данной области. Многие годы практического применения полуэмпирических методов способствовали их коррекции и модификации и позволили им в конечном итоге давать чрезвычайно точные результаты в конкретных случаях. Однако их минусом является недостаточная гибкость. Константы и зависимости, полученные опытным путем для одной постановки задачи, перестают работать при отклонениях от заданных допущений.

В последнее время численное моделирование процессов теплопередачи заняло отдельную нишу в развитии ДВС. Определяющие нелинейные дифференциальные уравнения, (например, уравнение Навье-Стокса для течения жидкости), численное решение которых раньше было возможно только для крайне упрощенных случаев, теперь могут решаться практически в общем виде с использованием дискретных аналогов. По-прежнему численное моделирование течения ОЖ используется в комплексе с полуэмпирическими методами расчета теплообмена, или наоборот, моделируется тепловое состояние, а гидродинамические условия принимаются некими заранее определенными формульными константами, что значительно снижает точность результатов. Таким образом, введение методик сопряженного расчета гидродинамики и теплообмена в инженерные расчеты СО является важной задачей. Ступени развития вычислений теплового и теплонапряженного состояния ДВС показаны на рис. 1.

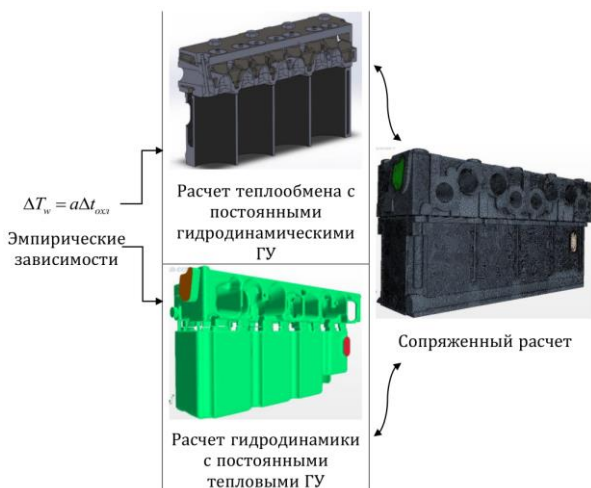


Рис. 1. Эволюция в подходах к расчету теплообмена в СО и определению теплонапряженного состояния корпусных деталей ДВС

При использовании сопряженных численных методов в процессе моделирования теплового состояния ДВС, обеспечиваются достаточно точные результаты. В рамках такого подхода во время расчета одновременно решаются уравнения сохранения массы, импульса и энергии. Здесь учитывается неравномерность теплоотдачи, связанная с турбулентным движением ОЖ в полостях СО, а также

контролироваться возможность возникновения кипения, при котором происходит изменение воспринимаемой тепловой нагрузки.

#### ПРИНЦИП И АЛГОРИТМ

Корпус ДВС с точки зрения применения методов математического моделирования представляет собой сложную систему, требующую задания распределенных локальных тепловых ГУ. Основная доля тепловой нагрузки ДВС поступает через огневую поверхность КС, поверхности выпускных газоздушных каналов (ГВК) и стенки цилиндров, а также посредством трения и теплопередачи через поршневые кольца. Другие тепловые потоки относительно малозначимы. Основная часть получаемого тепла отводится через жидкостную СО. Процесс теплообмена является комплексным, вклад его различных составляющих в общую картину меняется в зависимости от условий работы ДВС.

Математическое описание основано на предположении, что ОЖ представляет собой единый континуум, поэтому применяются общепринятые уравнения, вытекающие из фундаментальных принципов сохранения массы, импульса и энергии. Метод расчета полей скоростей, определяемый на основе уравнений Навье-Стокса выбран на основании анализа физических условий гидродинамики ОЖ в СО. Дальнейшие предположения заключаются в том, что ОЖ подчиняется закону вязкости Ньютона, закону теплопроводности Фурье, закону диффузии Фика и уравнению состояния Гиббса.

Конвективный теплообмен состоит из двух механизмов: перенос энергии за счет случайного молекулярного движения (диффузия) и перенос энергии за счет масштабного объемного движения ОЖ. Конвективный перенос тепла к корпусу ДВС или от него определяется теплопередачей посредством объемного движения ОЖ и диффузией. Вклад от случайного молекулярного движения доминирует в пристеночном слое, где скорость движения ОЖ мала – на границе раздела между поверхностью детали ДВС и ОЖ скорость потока равна нулю (нет относительного движения между ОЖ и поверхностью), и передача теплоты происходит только диффузией. Конвективный теплообмен в полости СО описывается законом Ньютона:

$$q_s'' = \alpha_h (T_s - T_f). \quad (1)$$

где:  $q_s''$  – локальный тепловой поток в полости СО, Вт/м<sup>2</sup>;  $\alpha_h$  – локальный коэффициент конвективной теплоотдачи, Вт/м<sup>2</sup>·К;  $T_s$  – температура поверхности внутренней полости СО, К;  $T_f$  – характерная температура ОЖ, движущейся в полости СО.

Моделирование конвективного теплообмена со стороны полости СО для турбулентных потоков вытекает из пристеночных функций. Выражение для локального теплового потока на поверхности:

$$\begin{cases} q_s'' = \frac{\rho_f(y_c) C_{p(f)}(y_c) u^*}{T^+(y_c)} (T_s - T_c); \\ y^+ = \frac{(u^* y_c)}{v_f}, \end{cases} \quad (2)$$

где:  $\rho_f$  – плотность ОЖ;  $C_{p(f)}$  – удельная теплоемкость ОЖ;  $\nu_f$  – кинематическая вязкость ОЖ;  $u^*$  – опорное значение скорости;  $T^+$  – безразмерная температура;  $y^+$  – безразмерное расстояние от стенки;  $y_c$  – нормальное расстояние пристеночной ячейки;  $T_c$  – нормальная температура пристеночной ячейки.

Рассмотрим течение в канале, в котором продольная координата равна  $x$ , а поперечная координата  $y$ . По определению, полностью развитый теплообмен существует, когда коэффициент теплообмена  $\alpha$  не зависит от  $x$ :

$$\alpha = \frac{q_w}{T_w - T_f} = - \frac{k}{T_w - T_f} \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w \neq f(x), \quad (3)$$

где  $k$  – коэффициент теплопроводности ОЖ вблизи стенки;  $T_w$  – температура стенки.

В случае постоянного теплового потока на стенке, поскольку  $\alpha$  и  $q_w$  постоянны,  $T_w - T_f$  также постоянно, поэтому:

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T_w}{\partial x} = \frac{\partial T_f}{\partial x}. \quad (4)$$

Другими словами, для постоянного теплового потока на стенке как температура ОЖ, так и температура самой стенки линейно возрастают с продольным расстоянием.

Процедура решения данного набора уравнений, может быть аналитической или численной. К сожалению, лишь небольшой пласт задач, как правило, очень простых и несущественных с практической точки зрения, имеют аналитические решения. Поэтому разрабатываются и используются различные численные методы. Их достоинством является возможность автоматического составления системы уравнений. Разрешение такой системы с помощью алгоритма предоставляет набор числовых значений в расчетных ячейках, представляющих собой приближенное решение. Число соседей для каждой ячейки зависит от топологии расчетной сетки, но обычно равно числу граней, за исключением границ. Предложенная постановка задачи подразумевает использование конечно-объемных решений, позволяющих использовать геометрические модели частей ДВС.

Методика моделирования, разработанная в рамках проведенной работы, предполагает сочетание конструкторских решений с широким использованием информационных, графических и расчетных средств проектирования. Проверка правильности принятых решений проводится посредством проведения комплекса испытаний на полномасштабном ДВС. В совокупности подобное сочетание обеспечивает высокую степень автоматизации проектирования. Алгоритм методики строится как последовательность технологических операций (ТО-1...ТО-7):

➤ ТО-1 – “Компоновка ДВС” – предназначена для выполнения общей компоновки ДВС (блока и головки цилиндров), разработки твердотельных 3D моделей отдельных элементов ДВС и полостей СО;

➤ ТО-2 – “Расчет граничных условий для проектирования элементов блока цилиндров двигателя (БЦД)” – предназначена для выполнения расчетов рабочих процессов ДВС, для которого проектируется БЦД, и на базе этого – для определения ГУ к расчетам (на базе метода контрольных объемов), выполняемым в рамках ТО-3;

➤ ТО-3 – “Выполнение серии тестовых расчетов” – предназначена для определения мест заделки термпар в

экспериментальном исследовании теплового состояния БЦД;

➤ ТО-4 – “Комплексные испытания” – предназначена для подготовки ДВС и оборудования, заделки термпар, проведения серии экспериментальных исследований по определению температур в характерных зонах ДВС на различных скоростных и нагрузочных режимах работы, с использованием различных охлаждающих жидкостей;

➤ ТО-5 – “Проведение серии расчетов” – предназначена для выполнения расчетов тепловых и прочностных параметров БЦД, позволяющих спрогнозировать характеристики надежности и долговечности его работы, а также для верификации с использованием результатов проведенного эксперимента;

➤ ТО-6 – “Оптимизация температурного и напряженно-деформированного состояния БЦД” – предназначена для разработки стратегии оптимизационных расчетов БЦД, позволяющих спрогнозировать характеристики надежности и долговечности его работы, и проведение таковых, с целью подтверждения принятых ее положений, разработка рекомендаций, направленных на снижение термических напряжений;

➤ ТО-7 – “Многофакторная оптимизация” – предназначена для внесения изменений в конструкцию и параметры ДВС, с целью проведения серии расчетов и верификации с базовым вариантом.

Технологические операции выполняются последовательно, схема взаимосвязи между отдельными ТО показана на рис. 2. В технологии имеется обратная связь. При проектировании используется комплекс средств автоматизации – технические средства, а также специализированные программные средства:

1. Программное обеспечение (ПО) моделирования рабочих процессов бензинового ДВС;
2. Программа расчета теплового нагружения со стороны КС;
3. Программа расчета условий теплообмена в ГВК;
4. Программа расчета условий теплообмена в трибологических сопряжениях «поршневые кольца-цилиндр»;
5. Инженерный комплекс Dassault Solidworks для построения твердотельной модели ДВС;
6. Инженерный комплекс Siemens Star-CCM+ для генерации расчетной сетки, настройки, отладки и решения задачи гидродинамики и теплообмена задачи по условию сопряжения ГУ 3 и 4 рода.

Оценка результатов проектирования с использованием разработанной методики проводится на основании сопоставления полученных данных с требованиями технического задания (ТЗ) на проектирование БЦД и полномасштабного ДВС в целом, в том числе – по критериям технических параметров:

➤ параметры работоспособности БЦД по величинам коэффициентов запаса по температурам и напряжениям;

➤ параметры работоспособности, определяемые на режиме работы двигателя, обеспечивающем максимальный уровень форсирования по среднему эффективному давлению и максимальному давлению сгорания, заданным в требованиях ТЗ;

➤ параметры работоспособности, определяемые при работе головки цилиндров (ГЦД) в составе полномасштабного двигателя, на номинальном режиме его работы.

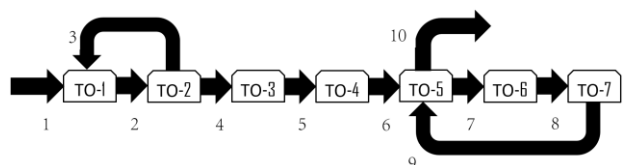


Рис. 2. Блок-схема взаимосвязей между технологическими операциями:

1 – входные данные технического задания; 2 – конструкторская документация, 3D модели; 3 – выполнение предварительных расчетов; 4 – расчеты ГУ (скоростные, тепловые, силовые); 5 – подготовка ДВС к натурным испытаниям; 6 – результаты испытаний ДВС; 7 – подтверждение достоверности расчетных данных; 8 – рекомендации по внесению изменений в конструкцию, факторы оптимизации; 9 – обновленная конструкторская документация, оптимизированные 3D модели; 10 – результаты оптимизационных расчетов, рекомендации по доработке корпуса ДВС

#### НАТУРНЫЙ ЭКСПЕРИМЕНТ

Получены данные параметров работы двигателя 4Ч8,2/7,1 (ВАЗ-21083) на двенадцати различных скоростных и нагрузочных режимах, необходимые для расчетно-теоретического исследования и подтверждения его результатов. Схема экспериментальной установки представлена на рис. 3.

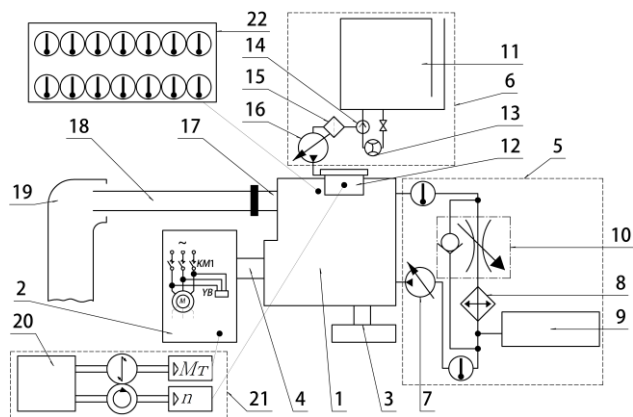


Рис. 3. Экспериментальная установка с двигателем 4Ч8,2/7,1

ДВС 1 установлен на станине 3. Электрическая тормозная установка 2, присоединяется к маховику через сцепление и валопроводную муфту 4. ДВС подключается к стендовым системам: охлаждения 5, питания 6, газоотвода. Для охлаждения ДВС при проведении испытаний используется двухконтурная СО. Внутренний контур включает в себя циркуляционный насос 7, охлаждаемые полости и трубопроводы. Внешний контур состоит из радиатора 8, расширительного бака 9 и трубопроводов. Управление контурами осуществляется посредством термостата 10. Система подачи топлива снабжена расходным топливным баком 11, из которого топливо подается к карбюратору 12 через топливный фильтр 15 топливонасосом 16. Измерение расхода топлива производится электронным объемным расходомером 13, в котором встроен блок управляющих клапанов 14. К выпускному коллектору 17 присоединяется фланцем труба 18 для отвода отработавших газов от ДВС в атмосферу через 19 систему вентиляции бокса. Система управления 21 осуществляет воздействие на регулируемые параметры

нагрузки  $M_T$  и частоту вращения коленчатого вала (КВ)  $n$  через панель управления 20. Измерения температур в теле ДВС производится посредством цифровых термометров 22 на каждом исследуемом режиме.

В БЦД расточены канавки для укладки в них спаев хромель-алюмелевых термопар (ТХА). Спаи прижаты ГЦД через прокладку силовыми болтами, что дает основание говорить о надежном закреплении в точках заделки. Спаи защищены от омывания горячими газами огнеупорной полимерной пленкой и высокотемпературным герметиком на силиконовой основе. Внутри корпуса ДВС прохода изолируются огнеупорной диэлектрической самоклеящейся лентой, снаружи – изолируются стекловолокном и помещаются в термоусадочные трубки. Одиннадцать спаев ТХА, установленных в БЦД утоплены на глубину (0,9...1,1) мм в зонах, обозначенных на рис. 4.

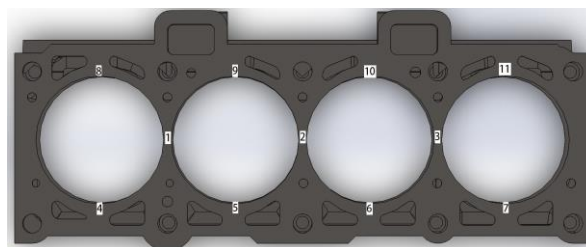


Рис. 4. Расположение ТХА в блоке цилиндров

Вдоль поверхностей ГVK установлено четыре ТХА. Они расположены на уровне поперечных сечений входного и выходного каналов, для удобства верификации с расчетной моделью. ТХА установлены на наклонной и горизонтальной плоскостях, поверхностей впуска и выпуска первого цилиндра БЦД.

Методика проведения экспериментального исследования разработана в соответствии с ГОСТ 14846-81. Оценка погрешностей измерений и расчетов показывает, что все они находятся на уровне требований, предъявляемых к испытаниям ДВС, не превышая допустимых значений, принятых в двигателестроении. Результаты эксперимента удовлетворительно согласуются с данными испытаний, проведенных на одном и том же ДВС заводом-изготовителем, в частности с точки зрения мощности и расхода топлива.

Стендовые испытания позволили получить данные для оценки влияния режимов работы ДВС и свойств применяемой ОЖ на распределение полей стационарных температур ГЦД и БЦД, необходимых для верификации расчетных данных. При этом учитывается влияние изменяющихся параметров температуры и расхода ОЖ на тепловое состояние деталей. Проведены измерения расхода топлива, температуры ОЖ на входе и выходе из корпуса ДВС, температуры масла. Температуры корпусных частей измеряются непрерывно пятнадцатью ТХА. Получены графики изменения температуры в контрольных точках в зависимости от частоты вращения КВ по нагрузочным и скоростным характеристикам, и используемого хладагента СО (рис. 5).

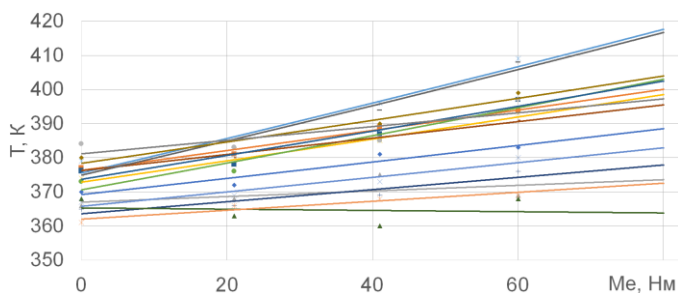


Рис. 5. Динамика изменения температур в контрольных точках по нагрузочной характеристике на режиме 2000 об/мин, хладагент – ОЖ40

Полученные экспериментальные значения локальных температур позволяют оценить адекватность математической модели теплообмена в ДВС, а также достоверность заданных тепловых ГУ при решении краевой задачи теплопроводности деталей. Это позволяет в дальнейшем перейти к процедуре численного моделирования теплового поля и анализу теплонапряженности ДВС.

#### ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Задача численного моделирования гидродинамики и теплообмена в полости СО решается в трехмерной постановке, а значит необходимо построить трехмерную модель расчетной области. Для проведения расчета разработана геометрическая САД-модель двигателя 4Ч8,2/7,1, с использованием программного комплекса Dassault SolidWorks.

Модель позволяет определить интегральные составляющие теплового баланса как ДВС в целом, так и его отдельных частей. Рассматриваются четырнадцать режимов во всем диапазоне частот вращения КВ (750...5600) об/мин и нагрузок. Эти тепловые потоки задаются в виде ГУ 3-го рода (рис. 6).

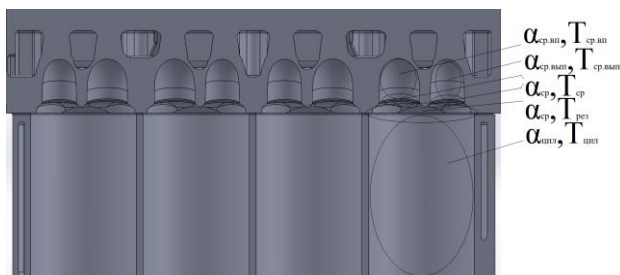


Рис. 6. Задание тепловых ГУ на продольном разрезе модели

Проверка адекватности модели показала, что отклонения расчетных и экспериментальных данных при определении температуры не превышают 7%. Необходимо отметить, что максимальные температуры сосредоточены на верхней границе БЦД (рис.7), в частности, наибольшие значения наблюдаются в перемычке между средними цилиндрами. Их величина составляет порядка 460 К.

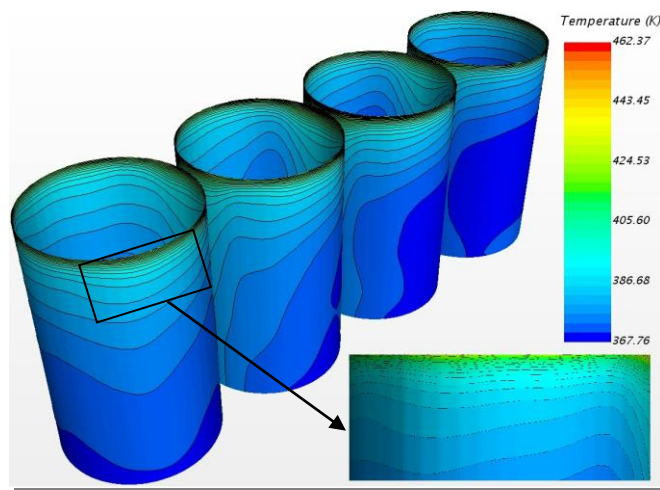


Рис. 7. Распределение температурного поля по цилиндрам

Все рассмотренные конфигурации в целом эффективно справляются с задачей охлаждения БЦД. Максимальные температуры получены на номинальных режимах частот вращения КВ и нагрузок; а при использовании антифризов, в особенности высококонцентрированных (ОЖ65), данные режимы следует признать худшими с точки зрения охлаждения. Наиболее равномерное температурное поле по поверхности цилиндров со стороны КС наблюдается на частичных режимах работы.

На основе разработанной комплексной математической модели предложен метод оптимизации конструктивных параметров ДВС по следующим факторам:

- реверс направления потока ОЖ;
- повышение/понижение температуры ОЖ на впуске;
- усиление/ослабление затяжки силовых болтов;
- изменение толщины стенок цилиндров / объема рубашки СО.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Описан полный математический аппарат для достижения поставленной цели, на основании которого, возможно произвести полноценный расчет гидродинамики и теплообмена в полостях жидкостной СО численными методами. Все решаемые в работе задачи сведены к четко выстроенной методике, определяющей процедуры разработанной технологии автоматизированного проектирования БЦД поршневых ДВС. Методика предназначена для проведения работ по проектированию и модернизации, и содержит общие сведения о порядке и правилах выполнения технологических операций при автоматизированном проектировании БЦД форсированных ДВС.

Разработан комплексный механизм определения температурных и производных параметров ДВС, прежде всего, тепломеханической напряженности, объединяющий модель рабочего цикла на основе системы дифференциальных уравнений балансов энергии и массы рабочего тела, и численного решения уравнений методом конечных объемов. В настоящей работе применен синтетический подход сопряжения ГУ 3-го и 4-го рода. Процедура получения пространственно-зависимых, усредненных по циклу коэффициентов теплоотдачи и значений температуры вы-

строена в ПО Siemens Star-CCM+. Представленная математическая модель позволяет реализовать расчет интенсивностей теплообмена в контуре СО с применением двух ключевых механизмов теплообмена – вынужденной конвекции и при кипении ОЖ.

Применение комплекса программных средств позволило не только получить основные параметры движения ОЖ и теплообмена, согласующиеся с результатами экспериментов, но и дало возможность визуально оценить картину течения и определить проблемные зоны. На основании разработанной комплексной методики, опирающейся на данные конкретного ДВС, представляющего средне-статистическую современную автомобильную силовую установку, предложена технология многофакторной оптимизации. Дальнейшие эксперименты с большим количеством образцов могут привести к улучшению общего характера полученного результата.

Это исследование следует рассматривать как шаг к совместному моделированию всех процессов, происходящих в ДВС, и созданию комплексного вычислительного инструмента для их прогнозирования. В этом отношении авторы надеются, что настоящая работа будет полезной

для расчетчиков и экспериментаторов, а также для разработчиков вычислительных приложений.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Алтунин В.А. Разработка способов увеличения ресурса и надежности систем смазки двигателей внутреннего сгорания наземного транспорта / В.А. Алтунин, К.В. Алтунин, И.Н. Алиев, А.А. Щиголов, Е.Н. Платонов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2015. – №10 (667). – С. 47-57.
2. Аникеев А.А. Основы вычислительного теплообмена и гидродинамики / А.А. Аникеев, А.М. Молчанов, Д.С. Янышев – Москва: Либроком, 2010. – 152 с.
3. Паровой Ф.В. Конструирование ДВС [Электронный ресурс]: учеб. пособие / Ф.В. Паровой, Д.С. Лежин. – Самара, 2011. – 1 эл. опт. диск (CD-ROM).
4. Акимов О.В. Компьютерно-интегрированное ресурсное проектирование литых деталей ДВС / О.В. Акимов, А.П. Марченко // Ползуновский Вестник. – 2007. – №4. – С. 13-17.

# Method for Modeling the Heat-Stressed State of a Piston Engine Cylinder Block with the Hydrodynamic and Heat Exchange Conjugate Conditions

Alekseyeff D., Galyshev Y., Zaytsev A.

Peter the Great Saint-Petersburg Polytechnic University  
Saint-Petersburg, Russia

alekseyeff@mail.ru, galyshev57@ya.ru, abzaytsev@mail.ru

**Abstract.** Using the developed method of numerical investigation of hydrodynamics and heat transfer in the liquid cooling cavities of a forced engine, the heat stress of the cylinders is estimated for the initial and corrected versions of the block design. The work includes an overview, a description of the methodology and the developed solid-state model in the Dassault Solidworks software, working process calculations of the automobile gasoline engine and the heat stress of its body parts, and conclusions about the performance of the investigated cylinder block variants. Coupling of thermal fields and loads is performed using the

finite volume method in the Siemens Star-CCM+ software. Numerical solutions are analyzed in order to obtain practical recommendations. The calculation results are confirmed with experimental data.

**Keywords:** cylinder block, liquid cooling system, simulation of internal combustion engine processes, conjugate boundary conditions.

# К вопросу динамики твердого тела в гравитационном поле земли

Добров И.В.

Национальная металлургическая академия Украины

Днепр, Украина

igordobrov@yahoo.com

**Аннотация.** Выполнен анализ и теоретические исследования установившегося движения твердого тела в гравитационном поле земли под действием силовых линий однородного потенциального поля, сил инерции и внешних сил в зависимости от начальных условий движения твердого тела на основании баланса мощности источников энергии этих сил, при соблюдении законов Ньютона. Приведены основные положения прикладной механики, как раздела классической механики, положенные в основу теоретических исследований динамики твердого тела в гравитационном поле земли. Рассмотрены условие равноинменного движения твердого тела (искусственного спутника) на геостационарной орбите при отсутствии сопротивления атмосферы и в условиях, когда атмосфера оказывает сопротивление движению спутнику в зависимости от его скорости движения. Разработана механическая модель движения «спутника-колеса» и геостационарного спутника, учитывающая характерные особенности взаимодействия объемных сил гравитационного поля земли и силы инерции. Получены расчетные формулы для определения ориентировочной мощности реактивной тяги, обеспечивающей установившееся движение спутника на геостационарной орбите. Полученные расчетные значения мощности реактивной тяги не противоречат приведенным в литературных источниках значениям мощности реактивной тяги одного из спутников на геостационарной орбите.

**Ключевые слова:** гравитационное поле, потенциальная энергия, кинетическая энергия, баланс мощности, сила тяжести, сила инерции, геостационарная орбите.

## ВВЕДЕНИЕ

В зависимости от начальных условий установившегося движения твердого тела<sup>1</sup> в гравитационном поле земли можно выделить три основные формы движения этого тела: ускоренное прямолинейное движение по нормали к земной поверхности; равномерное движение по круговой орбите вокруг земного шара; ускоренное движение по параболе в направлении к поверхности земли [1-3].

При этом движения тела по параболе можно в первом приближении рассматривать как результат одновременного движения тела по нормали к поверхности земли и движения по круговой орбите и в данной статье не рассматривается.

Учитывая, что из числа возможных перемещений твердого тела единственно реальным перемещением является перемещение, при котором работа сил, действующих на подвижное тело, равна нулю. Для

<sup>1</sup> Твердое тело – тело, деформация которого под действием приложенных сил намного меньше геометрических размеров тела. Далее по тексту под термином «тело» будем понимать твердое тело.

характеристики каждого из возможных движений твердого тела будем исходить из положений классической механики и закона сохранения энергии [1, 4-8].

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью настоящей работы является расширение представлений о динамике твердого тела в гравитационном поле земли на основании установленных общепринятых закономерностей движения тела с использованием методов прикладной механики<sup>2</sup>, которые базируются на следующих основных положениях: [1,9,10,11].

- тело ( $m$ ) – материальный объект с определенными физико-механическими свойствами, объем которого ( $V_m$ ) конечен и может быть меньше любого малого наперед заданного объема пространства  $V_\xi$ , в котором расположено или перемещается тело ( $V_\xi > V_m > 0$ );

- элемент тела ( $\Delta m$ ) – часть тела, объем которого ( $V_{\Delta m}$ ) конечен и может быть меньше любого малого наперед заданного объема внутри тела ( $V_m > V_{\Delta m} > 0$ );

- точка приложения силы условная величина, представляющая геометрическую точку пространства, размеры которой всегда меньше размеров тела (элемента тела), к которому приложена сила;

- силу<sup>3</sup>, действующую на тело, может уравновесить только другая сила, действующая на это тело; момент силы уравновешивает другой момент силы;

- каждая активная сила, действующая на тело, имеет собственной источник энергии (источник действия силы), обладающий определенным запасом механической энергии, и работа силы возможна тогда и в том случае, когда источник действия силы может изменять свою механическую энергию.

<sup>2</sup> Прикладная механика – раздел механики, связанный с решением инженерных (практических) задач при перемещении и деформации конкретных механических систем в ограниченной области пространства в течение определенного отрезка времени при использовании источников механической энергии “неживого происхождения” [10,11].

<sup>3</sup> Далее по тексту в обозначении сил используются верхний и нижний индексы. Верхний индекс ( $i$ ) определяет внутреннюю силу, действующую между рассматриваемыми телами или внутри тела. Источник энергии этих сил располагается внутри системы тел (тела). Нижние индексы  $F$  и  $Q$  для активных сил (совершающих работу при перемещении тела на которые они действуют) определяют движущую силу ( $F$ ) и силу сопротивления движению ( $Q$ ). Нижние индексы  $N$  и  $R$  для пассивных сил (не совершающих работу по перемещению тела) определяют нормальную силу ( $N$ ) и силу реакции ( $R$ ).

МЕТОД РЕШЕНИЯ

Рассмотрим (рис. 1) процесс свободного падения тела  $m$  в гравитационном поле земли массой  $M = 5,972 \cdot 10^{24} \text{ кг}$ , в плоскости проходящей через ось  $O_M$  земного шара<sup>4</sup> из точки пространства  $A(r)$  в точку пространства  $B(r_1)$  вдоль прямой, направленной к центру массы  $M$ , под действием силы взаимного притяжения масс  $M$  и  $m$  [1,12]

$$\left| P_{M-m}^{(i)} \right| = \left| -P_{Mm} \right| = \left| P_{mM} \right| = G_0 \frac{Mm}{r^2} = \left| G_F \right|, \quad (1)$$

где  $r \in \{r_M < r_1 < r_2 < \dots < r_H < \dots < r_q\}$  - расстояние от центра массы земли до центра массы тела  $m$  в текущем положении  $A(r)$  на эквипотенциальной поверхности в экваториальной плоскости;  $r_H$  - радиус эквипотенциальной поверхности, внутри которой можно принять  $\left| G_F \right| = \left| gm \right| = \text{const}$  ( $g = 9,82 \frac{M}{c^2}$  - ускорение свободного падения);  $r_q$  - радиус геостационарной поверхности;

$G_0 = 6,6743 \cdot 10^{-11} \frac{M^3}{c^2 \text{ кг}^2}$  - гравитационная постоянная.

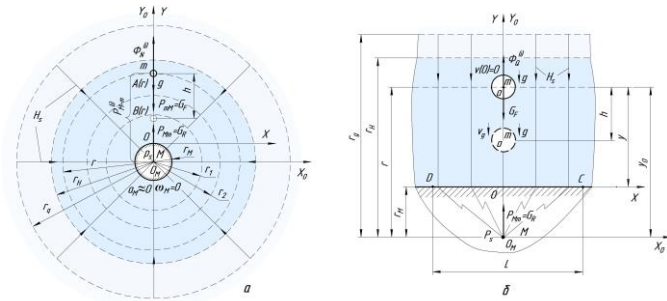


Рис. 1. Свободное падение твердого тела: а – в гравитационном поле земного шара; б - вблизи поверхности земли

Если в качестве силовой функции  $U(r)$  для любого тела массой  $m \ll M$  принять уравнение (1), получим

$$\mathbf{H}_s = \frac{U(r)}{m} = \mathbf{g}(r), \quad (2)$$

где  $\mathbf{H}_s$  - напряженность силового поля, обозначенная силовыми линиями (тонкие стрелки на фиг. 1 а, б), направленными к полюсу  $P_s$  (центру массы  $M$ ) радиально эквипотенциальным поверхностям гравитационного поля земного шара, обозначенными соответственно штрихпунктирными линиями.

Потенциальное силовое поле пространства  $U(r)$  вблизи земного шара на рис. 1 а соответствует силовому полю пространства  $U(x, y)$  на выноске I рис. 1 б, где силовые линии перпендикулярны, а эквипотенциальные

<sup>4</sup>На рис. 1 принято: радиус земного шара  $r_M = \text{const}$ ; суточное вращение земного шара вокруг своей оси не учитывается ( $\omega_M = 0$ ) и  $\omega_M$  на рис. 1 условно не приведено.

поверхности параллельны поверхности земли на отрезке  $DC$ , длина которого  $L \ll 2\pi r_M$ , при условии

$$A(r) - B(r) = y_0 - h = y - h, \quad (3)$$

где  $y_0$  и  $y = y_0 - r_M$  - соответственно координаты, определяющие текущие положения центра массы тела  $m$  (точки  $O$ ) в системе координат  $X_0 O_M Y_0$ , центр  $O_M$ , которой находится в полюсе  $P_s$ , и в системе координат  $XOY$ , центр  $O$  которой находится на поверхности земли, а оси  $O_M Y_0$  и  $OY$  направлены вдоль силовой линии, проходящей через центр массы падающего тела  $m$ ;  $h$  - перемещение тела  $m$  при свободном падении.

При свободном падении тела  $m$  (рис. 1 б) вблизи поверхности земли под действием силы тяжести  $G_F$  без учета сопротивления воздушной среды (атмосферы<sup>5</sup>) из третьего закона Ньютона<sup>6</sup> следует

$$\mathbf{G}_F + \Phi_Q^{(i)} = 0, \quad (4)$$

где  $\Phi_Q^{(i)} = -ma$  - сила инерции тела  $m$ , которая оказывает противодействие внешней силе  $G_F$  в условии отсутствия других внешних сил сопротивления движению.

Отметим, что сила инерции  $\Phi_Q^{(i)}$  является объемной потенциальной силой [10], т.к. для потенциальной силы: «необходимо, чтобы выражение элементарной работы было полным дифференциалом некоторой скалярной функции...» [13]. Учитывая, что кинетическая энергия

$$T = \frac{m\dot{r}^2}{2} \quad \text{тела } m \text{ является скалярной функцией, получим:}$$

$$dT = d\left(\frac{m\dot{r}^2}{2}\right) = m\dot{r}dr = \begin{cases} \Phi_F^{(i)} dr = dA_{\Phi,F} > 0 \text{ при } \dot{r} < 0 \text{ и } -dT = dA_{\Phi,F}; \\ -\Phi_Q^{(i)} dr = -dA_{\Phi,Q} < 0 \text{ при } \dot{r} > 0 \text{ и } dT = -dA_{\Phi,Q} \end{cases} \quad (5)$$

При равноускоренном поступательном движении тела  $m$  под действием силы тяжести, когда  $\dot{r}(t) = v(t) = v > v_0 = v(0) = 0$  (рис. 1 б) из (5) следует

$$\Delta T = -A_{\Phi,Q} > 0. \quad (6)$$

Аналогично для работы сил  $G_F$  и  $G_Q$  потенциальная энергия ( $\Pi$ ) тела  $m$  является скалярной функцией:

$$d\Pi = d(Gr) = \begin{cases} G_F dr = dA_{G,F} > 0 \text{ при } dr < 0 \text{ и } -d\Pi = dA_{G,F}; \\ -G_Q dr = dA_{G,Q} < 0 \text{ при } dr > 0 \text{ и } d\Pi = -dA_{G,Q}, \end{cases} \quad (7)$$

и определяет  $G_F$  ( $G_Q$ ) как внешнюю объемную потенциальную силу.

Для свободного падающего тела  $m$  (рис. 1 б) потенциальная энергия тела уменьшается и из (7) следует

$$\Delta \Pi = -A_{G,F} < 0. \quad (8)$$

Соответственно из (4) – (8) получим [5,13]

<sup>5</sup>На рис. 1 и далее на рис. 2 изменение плотности атмосферы для радиусов  $r_H$  и  $r_q$  условно определяет интенсивность синего цвета.

<sup>6</sup> «Действию всегда есть равное и противоположное противодействие, иными словами, взаимодействия двух тел друг с другом равны между собой и направлены в противоположные стороны» [1]. Отметим, что в этом законе не оговаривается, какие силы противодействуют друг другу. Только внешние или только внутренние силы, либо совместно действующие внешняя и внутренняя силы.

$$\Delta T + \Delta \Pi = A_{G,F} + A_{\Phi,Q} = 0. \quad (9)$$

Если правую часть уравнения (9) разделить на время ( $t$ ) работы сил движения и сопротивления движению получим уравнение баланса мощности сил движения ( $W_{G,F}$ ) и сил сопротивления движению ( $W_{\Phi,Q}$ ), отражающие закон сохранения механической энергии

$$\frac{A_{G,F}}{t} + \frac{A_{\Phi,Q}}{t} = W_{G,F} + W_{\Phi,Q} = 0. \quad (10)$$

Рассмотрим (рис. 2) условие установившегося процесса равномерного движения тела  $m$  по эквипотенциальной поверхности радиусом  $r$ .

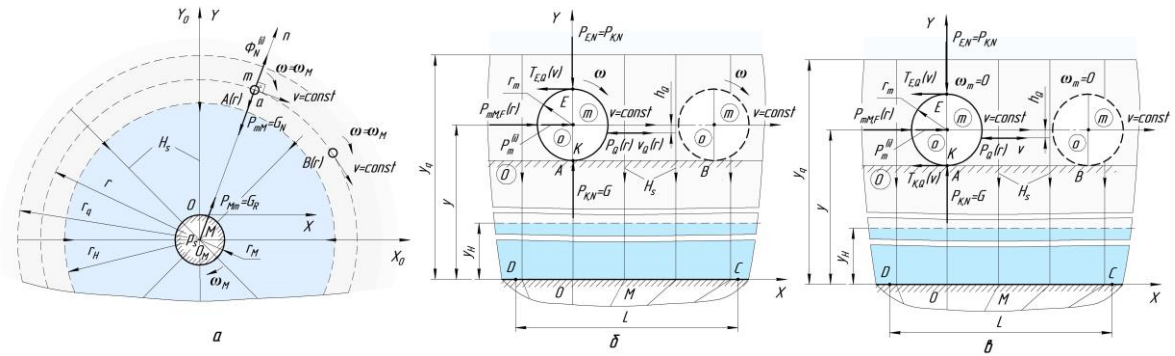


Рис. 2. Движение тела по эквипотенциальной поверхности:  $a$  - расчетная схема;  $\bar{b}$  - модель движения «спутника-колеса»;  $\bar{в}$  - модель движения геостационарного спутника

В текущей точке  $A(r)$  эквипотенциальной поверхности на тело  $m$  действует центростремительное ускорение  $a = \frac{v^2}{r}$  по нормали  $0_M n$  к эквипотенциальной поверхности в направлении к поверхности земли и определяет силу инерции уравнивающей силу тяжести тела  $m$

$$\Phi_N^{(i)} = -ma = -G_N. \quad (11)$$

Из (11) следует определение первой космической скорости [14] для эквипотенциальной поверхности радиусом  $r_M$

$$v_I = \sqrt{gr_M} \quad (12)$$

и определение космической скорости на эквипотенциальной поверхности радиусом  $r$  [14].

$$v = v(r) = r_M \sqrt{\frac{g}{r}}. \quad (13)$$

Соответственно, при перемещении тела  $m$  по эквипотенциальной поверхности из точки  $A(r)$  в точку  $B(r)$  со скоростью  $v$  за время  $t$  работы сил  $G_N$  и  $\Phi_N^{(i)}$  составят:

$$\begin{cases} A_{G,N} = G_N vt = G_N vt \cos(0,5\pi) = 0; \\ A_{\Phi,N} = \Phi_N^{(i)} vt = \Phi_N^{(i)} vt \cos(0,5\pi) = 0, \end{cases} \quad (14)$$

где  $A_{G,N} = -\Delta U = U(r) - U(r) = 0$ ;

$A_{\Phi,N} = -\Delta V = V(\dot{r}) - V(\dot{r}) = 0$ .

Из (14), (9) следует  $\Delta E = 0$  и согласно (5), (7) получим  $\Pi(r) = T(r)$ . (15)

Соответственно полная механическая энергия, которой обладает тело  $m$  при равномерном движении по эквипотенциальной поверхности радиусом  $r$ , составит

$$E(r) = \Pi(r) + T(r) = 2T(r) = mr^2 = \Sigma T_m. \quad (16)$$

где  $\Sigma T_m = T_n + T_\omega$  - полная механическая энергия тела  $m$ , которая состоит из кинетической энергии поступательно-

го движения центра масс  $T_n = \frac{mr^2}{2}$  и кинетической

энергии ( $T_\omega = mr^2 - T_n = \frac{mr^2}{2}$ ), обусловленной вращением

тела  $m$  с угловой скоростью  $\omega = \omega_M$  вокруг оси, проходящей через ось вращения тела  $m$  с моментом инерции  $I$ . Если в качестве тела вращения принять тяжелый обод (диск), для которого  $I = mr^2$ , получим:

$$T_\omega = \frac{mr^2 \omega^2}{2} = \frac{mr^2}{2} = T_n \quad \text{и} \quad \omega = \omega_M. \quad (17)$$

Следовательно, равномерное движение тела  $m$  по эквипотенциальной поверхности определяет движение «спутника-колеса» [15], катящегося без скольжения на участке  $A(r) - B(r)$  дуги радиусом  $r$  (рис. 2  $a$ ) или на участке  $AB$  по неподвижному основанию  $O$  параллельной поверхности земли (рис. 2  $\bar{b}$ ) на высоте  $y$  (механическая модель движения<sup>7</sup> «спутника-колеса» на геостационарной орбите [3]). При этом необходимо учитывать, что сила тяжести  $G_N$  и сила инерции  $\Phi_N^{(i)}$  не зависят от величины  $G_N$ , т. к. являются объемными силами, и их воздействие на тело  $m$  не приводит к возникновению напряжений внутри тела и изменению его формы (рис. 1  $\bar{b}$ , рис. 2  $a$ ). Это условие на рис. 2  $\bar{b}$  учитывается тем, что тело  $m$  и основание  $O$  считаются абсолютно жесткими, а нормальные силы, действующие на диаметрально противоположные точки ( $K$  и  $E$ ) тела  $m$  связаны соотношением  $P_{K,N} = G_N$  и  $P_{E,N} = P_{K,N} = \Phi_N^{(i)}$ . При качении без

<sup>7</sup> Механическая модель движения твердого тела в гравитационном поле земли представляет движение этого тела в контакте с другими телами, при котором траектории движения тела в механической модели и в реальном объекте эквивалентны. При этом, силы, действующие на тело механической модели, должны быть уравновешенными и мгновенная мощность этих сил равна нулю.



скольжения (рис. 2 б) с угловой скоростью  $\omega$  линейные скорости точек  $K$  и  $E$  относительно неподвижного основания  $O$ , составят:

$$\begin{cases} v_{ск,K} = v - \omega r_m = 0; \\ v_{ск,E} = v + \omega r_m = 2v. \end{cases} \quad (18)$$

Направление и величина относительного скольжения определяют направление и характер действия силы вязкого трения на диск  $m$ . В точке  $K$  действует сила трения покоя  $T^{(II)} = 0$  (на рис. 2 б не обозначена), а в точке  $E$  действует сила трения  $T_{E,Q}(v)$ , которая обусловлена скольжением поверхности тела  $m$  относительно неподвижных слоев атмосферы на геостационарной орбите. Сопротивление атмосферы поступательному движению диска  $m$  на рис. 2 б представляет сила  $P_Q(r)$ , которая с учетом неравномерного распределения плотности атмосферы по высоте, действует ниже ( $h_Q$ ) оси вращения диска (точка  $O$ ). Силами движения для диска  $m$  являются:

- сила  $P_{mM,F}(r)$  - сила, с которой силовые линии гравитационного земли, вращающиеся с угловой скоростью  $\omega_M$ , действуют на тело  $m$  и обеспечивают движения центра массы «спутника-колеса» на геостационарной орбите;
- $P_{m,F}^{(i)}$  - сила тяги реактивного двигателя, установленного внутри тела  $m$ , обеспечивающего вращение «спутника-колеса» при поступательном движении его центра массы.

Условие равномерного качения<sup>8</sup> без скольжения диска  $m$  (рис. 2 б) определяет система уравнений:

$$\Sigma M_o = 0; \quad \Sigma X_I = 0; \quad \Sigma Y_I = 0; \quad \Sigma W_P = 0, \quad (19)$$

где  $\Sigma M_o = P_Q h_Q - T_{E,Q} r_m$  - момент сил, относительно оси вращения тела  $m$  (точка  $o$ );  $\Sigma X_I = P_{mM,F}(r) + P_{m,F}^{(i)} - P_Q(v) - T_{E,Q}$  и  $\Sigma Y_I = P_{K,N} - P_{E,N}$  - суммы сил, действующих соответственно в направлениях осей координат  $OX_I$  и  $OY_I$ ;  $\Sigma W_P = 0$  - сумма мощностей сил движения ( $\Sigma W_F > 0$ ) и сил сопротивления движения  $\Sigma W_Q < 0$ .

Из (10), (19) следует

$$\Sigma W_P = \Sigma W_F + \Sigma W_Q = 0, \quad (20)$$

где  $\Sigma W_F = (P_{mM,F}(r) + P_{m,F}^{(i)})v$  и

$$\Sigma W_Q = 2T_{E,Q}v + P_Q v_Q = P_Q v \left(1 + \frac{h_Q}{r_m}\right) \quad - \quad \text{соответственно}$$

мощность сил движения  $P_{mM,F}(r)$ ,  $P_{m,F}^{(i)}$  и мощность сил сопротивления движению  $T_{E,Q}(v)$ ,  $P_Q(r)$  при равномерном движении «спутника-колеса» на геостационарной орбите.

Из (16), (20) получим

<sup>8</sup> «Твердое тело сохраняет равномерное поступательное движение (или равномерное качение без скольжения), когда внешние силы (моменты внешних сил), действующие на тело уравновешены и соблюдается баланс мощностей этих сил (моментов сил)» [11].

$$w_F = \frac{\Sigma T_m}{m t_m}, \quad (21)$$

где  $w_F$  - удельная мощность, которую затрачивают силы движения, при равномерном перемещении «спутника-колеса» единичной массы по геостационарной орбите;  $t_m$  - период вращения «спутника-колеса» вокруг своей оси ( $t_m = t_M$  - период вращения земного шара).

Отметим, что мощность сил сопротивления при движении геостационарного спутника (рис. 2 в), форма которого условно соответствует форме «спутника-колеса», составит

$$\Sigma W_{Q,q} = 2T_{E,Q}v + P_Q v \approx P_Q v \left(1 + \frac{h_Q}{r_m}\right) = \Sigma W_Q. \quad (22)$$

Из (20), (22) получим, что затраты мощности сил движения ( $\Sigma W_{Fq}$ ) и сил реактивной тяги ( $W_{P_{m,Fq}}^{(i)}$ ) для перемещения геостационарного спутника составят:

$$\Sigma W_{Fq} \approx \Sigma W_F; \quad W_{P_{m,Fq}}^{(i)} \approx W_{P_{m,F}}^{(i)}. \quad (23)$$

Из (16), (17), (21), (23) следует определение ориентировочной удельной мощности реактивной тяги для перемещения спутников (без учета их конструктивных особенностей) на геостационарной орбите.

$$w_F^{(i)} = 0,5 w_F = \frac{\Sigma T_m}{m t_M} = 0,5 \frac{v^2}{T_M} = 27,27 \frac{M^2}{c^3}, \quad (24)$$

где  $v = 3,07 \cdot 10^3$  м/с - скорость спутника на геостационарной орбите [14];  $T_M = 24$  ч.

Например, для геостационарного спутника массой  $m = 83,6$  кг [16] расчетная мощность реактивной тяги составит

$$W_F^{(i)} = w_F^{(i)} m = 83,6 \cdot 27,27 = 2,28 \text{ кВт}. \quad (25)$$

По данным [17] для работы геостационарного спутника можно использовать реактивный двигатель мощностью  $W < 2,28$  кВт, что не противоречит результату расчета (25).

## Выводы

Сила инерции, действующая на тело при его свободном падении в направлении силовых линий гравитационного поля, или его равномерном движении по эквипотенциальной поверхности гравитационного поля земли, представляет внутреннюю объемную потенциальную силу, приложенную к центру массы тела. Эта сила уравновешивают внешнюю объемную силу – силу тяжести, обеспечивая условие, при котором действия этих сил не вызывает напряжений внутри тела и не изменяет его форму.

Равномерного движение искусственного спутника (твердого тела) на геостационарной орбите осуществляется при условии, когда все силы (моменты сил), действующие на тело, уравновешены и соблюдается баланс мощностей этих сил. При этом в обеспечении установившегося движения тела участвует внутренний источник энергии этого тела - реактивный двигатель, запас топлива, которого определяет время перемещения тела на геостационарной орбите.

---

---

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Newton I. The Principia, Mathematical principles of natural philosophy / I. Newton. – London: Printed for Benjamin Motte, 1729. – 688 p.
2. Маркеев А. П. Динамика тела, соприкасающегося с твердой поверхностью / А.П. Маркеев. – М.-Ижевск: Центр компьютерных исследований, 2014. – 496 с.
3. Емельянов Н. В. Практическая небесная механика / Н.В. Емельянов. – М.: Физический факультет МГУ, 2018. – 270 с.
4. Лагранж Ж. Л. Аналитическая механика / Ж.Л. Лагранж. М. – Л.: ГИТТЛ, 1950. – 594 с.
5. Goldstein H. Classical Mechanics / H. Goldstein. – 2nd edition. – Addison-Wesley, 1980. – 574 с.
6. Ломоносов М. В. Избранные произведения: в 2 т. / М.В. Ломоносов; Ред. кол.: С. Р. Микулинский (пред.) и др.; [Предисл. С.Р. Микулинского]. – АН СССР, Ин-т истории естествознания и техники, 1986. – Т. 1 – 535 с.
7. Hermann von Helmholtz. Über die Erhaltung der Kraft / H. Hermann. – Berlin: Druck und Verlag von G. Reimer, 1847 – 72 p.
8. Герц Г. Принципы механики, изложенные в новой связи / Г. Герц. - М.: АН СССР, 1959. - 388 с.
9. Эйлер Л. Основы динамики точки / Л. Эйлер. - М. – Л.: Гостехиздат, 1938. - 500 с.
10. Dobrov I. V. Development of Scientific Bases of the Dynamics of Machines as a Section of Applied Mechanics / I. V. Dobrov // Procedia Engineering. – 2015. – V 129. – pp. 863–872.
11. Dobrov I. V. Mechanics of uniform motion of a rigid body / I. V. Dobrov // Lecture Notes in Mechanical Engineering. – 2019. – pp. 733–744.
12. [http://en.wikipedia.org/wiki/Gravitational\\_constant](http://en.wikipedia.org/wiki/Gravitational_constant) (дата обращения 30.01.2020).
13. Невзглядов В. Г. Теоретическая механика / В. Г. Невзглядов – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит., 1959. – 584 с.
14. [http://en.wikipedia.org/wiki/Geostationary\\_orbit](http://en.wikipedia.org/wiki/Geostationary_orbit) (дата обращения 30.01.2020).
15. Ильин А. А., Овчинников М. Ю., Пеньков В. И., Обеспечение ориентации малого спутника, стабилизируемого собственным вращением / А. А. Ильин, М. Ю. Овчинников, В. И. Пеньков – М.: Препринт ИПМ им. М. В. Келдыша РАН, 2004. – № 83. – С. 3-28.
16. [https://en.wikipedia.org/wiki/Sputnik\\_1](https://en.wikipedia.org/wiki/Sputnik_1) (дата обращения 30.01.2020).
17. Морозов А. Ю. Космический электровоз / А. Ю. Морозов // Наука и жизнь. – 1999. – №9. – С. 28-30.

## To the Question of Dynamics of the Solid Body in the Gravitational Field of the Earth

Dobrov I.V.

National Metallurgical Academy of Ukraine

Dnipro, Ukraine

igordobrov@yahoo.com

**Abstract.** The analysis and theoretical studies of the steady motion of a rigid body in the gravitational field of the Earth under the influence of the lines of force of a homogeneous potential field, inertia forces and external forces depending on the initial conditions of the motion of a solid body were made. This analysis is based on the balance of power sources of energy of these forces and Newton's laws. Theoretical studies of the dynamics of a rigid body in the gravitational field of the Earth are based on principles of applied mechanics as a section of classical mechanics. It is considered condition of uniform motion of a solid body (artificial satellite) in a geostationary orbit in the absence of atmospheric resistance and under conditions when the atmosphere resists the satellite's motion depending on its speed of motion. A mechanical model of motion of the satellite-wheel and geostationary satellite motion model were developed taking into account the character-

istic features of the interaction of the volume forces of the gravitational field of the Earth and the forces of inertia. Calculation formulas are obtained for determining the approximate power of thrust, which provides the steady motion of the satellite in a geostationary orbit. The obtained calculated values of the power of the thrust do not contradict the values of the power of the thrust for motion of one of the satellites in the geostationary orbit given in the articles.

**Keywords:** gravitational field, potential energy, kinetic energy, power balance, force of gravity, force of inertia, thrust of jet engine, geostationary orbit, mechanical model.

# Моделирование нагрузочных режимов силового привода бурового насоса

Худорожков С.И.

Политехнический университет Петра Великого  
Санкт-Петербург, Россия  
xscu-55@mail.ru

**Аннотация.** В статье представлена виртуальная модель системы «Двигатель внутреннего сгорания-гидромеханическая трансмиссия-поршневой триплексный буровой насос», созданная средствами визуального программирования с использованием приложений MATLAB-Simulink-Simscape. При создании математической модели силового привода использована карта дизельного двигателя с учетом регуляторных характеристик, тепловой и динамический расчеты двигателя. Разработан алгоритм преобразования давления бурового раствора при бурении скважин в крутящий момент сопротивления триплексного бурового насоса. Проведен частотный анализ крутящего момента двигателя и момента сопротивления бурового насоса с целью оценки влияния на крутильные колебания. Создана модель трансмиссии силового привода в составе: планетарная коробка передач с управлением фрикционными элементами переключения, карданная передача, пятирядная цепная передача. Исследованы переходные процессы в силовом приводе при переключении передач, блокировании гидротрансформатора. Дана оценка нагруженности привода при работе на стационарных режимах бурения.

**Ключевые слова:** силовой привод, ДВС, гидротрансформатор, планетарная коробка передач, триплексный буровой насос, математическое моделирование, визуальное программирование.

## ВВЕДЕНИЕ

Силовой привод — совокупность устройств, предназначенных для превращения одного типа энергии в другой и передачи этой энергии исполнительному механизму. В данной работе в качестве исполнительного механизма рассматривается поршневой триплексный буровой насос высокого давления, используемый в нефтегазодобывающей отрасли [1, 2].

Буровой насос - агрегат, являющийся частью циркуляционной системы буровой установки, с помощью которого обеспечивается прокачка бурового раствора в стволовой части скважины для выноса выбуренной породы, укрепления ствола скважины и охлаждение долота.

Конструкция бурового насоса условно разделяется на гидравлическую и приводную часть. В приводной части

происходит преобразование вращательного движения, получаемого от привода, в поступательное движение, далее передающееся к поршням. В гидравлической части механическая энергия, полученная от поршней, преобразуется в гидравлическую энергию жидкости.

Подача жидкости от бурового насоса происходит порциями: нагнетание жидкости происходит за счет совместной работы поршня и клапанов. Клапаны, всасывающий и нагнетательный, располагаются соответственно на всасывающей и нагнетательной линии.

## АКТУАЛЬНОСТЬ

Нагрузочные режимы силового привода при работе с триплексным буровым насосом зависят от рабочего давления в канале ствола, кинематики кривошипно-шатунных механизмов насоса и работы клапанной группы. При бурении скважин поршневые буровые насосы создают колебательные нагрузки в силовых приводах, которые увеличивают нагруженность и приводят к снижению ресурса работы приводов. Для оценки работоспособности силового привода на стадии проектирования и обоснования выбора рациональных параметров конструкции необходимо решение ряда задач.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ

1. Разработать средствами визуального программирования виртуальную модель физической системы: силовой привод - поршневой триплекс-насос высокого давления.

2. Смоделировать нагрузочные режимы силового привода, создаваемые работой 3-х поршневого бурового насоса высокого давления.

3. Исследовать динамику работы системы "двигатель-трансмиссия-буровой насос" на режимах переключения передач, блокирования-разблокирования гидротрансформатора (ГТР), а также при стационарных крутильных колебаниях, возбуждаемых поршневым триплекс-насосом.

В качестве примера рассмотрим силовой привод, состоящий из дизельного 6-ти цилиндрического рядного двигателя мощностью 340 кВт и 6-ти ступенчатой планетарной коробки передач с гидротрансформатором (см. рис. 1), входящие в состав насосной буровой установки (рис. 2).

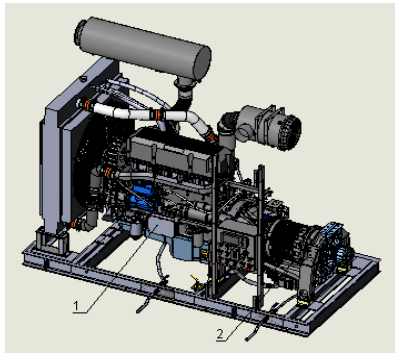


Рис. 1. Силовой привод бурового насоса (дизель - 1, гидромеханическая трансмиссия - 2)

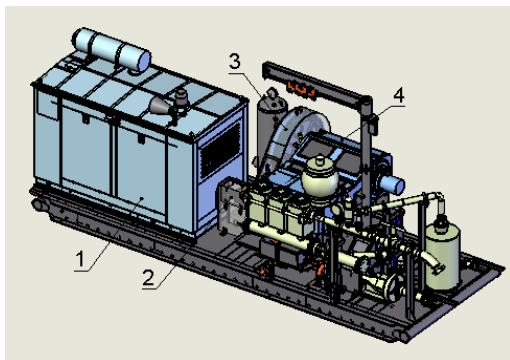


Рис. 2. Насосная буровая установка в сборе: 1-силовой привод (в контейнере); 2-карданная передача; 3-цепной редуктор; 4-горизонтальный триплексный буровой насос  
ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

На рис. 3 представлена модель насосной буровой установки, выполненная в среде MATLAB с использованием приложений Simulink и Simscape [3, 4, 5, 6, 7, 8].

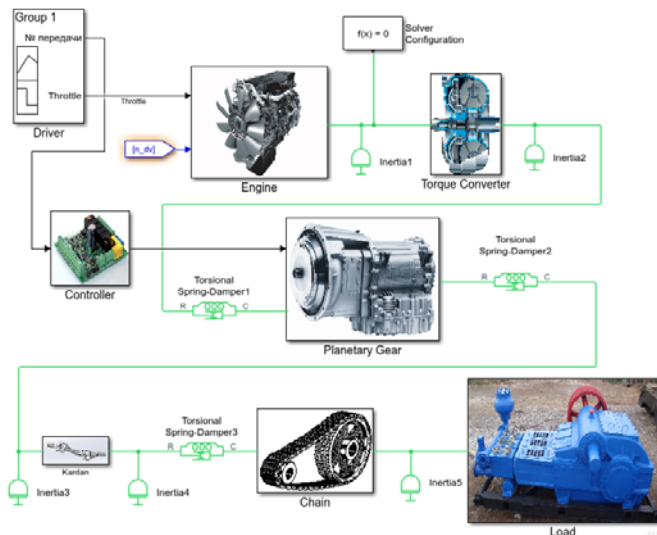


Рис. 3. Simulink-Simscape (SS) - модель насосной буровой установки

Модель включает в себя следующие основные блоки:

1. Блок «Driver» предназначен для формирования в ручном режиме управляющих воздействий с пульта в части выбора номера включенной передачи в трансмиссии (с нейтральной 0 по 6-ю) и уровня подачи топлива «Throttle» в цилиндры двигателя (от нуля до 100%) за определенный период времени (Time, сек). Пример управляющих сигналов при переходе насосной установки с холостого в рабочий режим (с нейтральной по 3-ю передачи) представлен на рис. 4.

2. Блок «Engine» представляет подсистему, структура которой представлена на рис. 5.

Данная подсистема моделирует работу двигателя [9, 10]. Блок «2-D Lookup Table\_Engine» формирует крутящий момент двигателя (Нм) в зависимости от частоты вращения (об/мин) и подачи топлива (%), соответственно входные порты "n\_engine" и "Throttle".

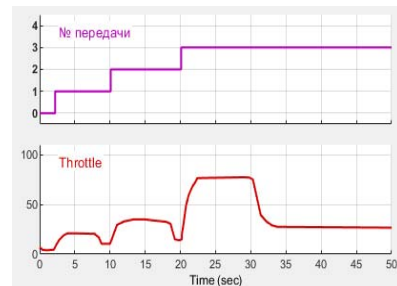


Рис. 4. Управляющие воздействия на силовой привод: переключение передач (вверху), подача топлива (внизу)

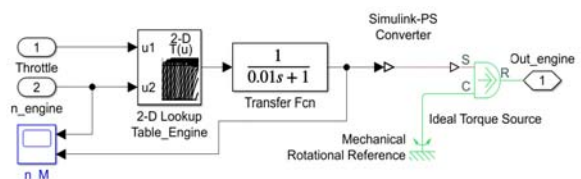


Рис. 5 SS-модель подсистемы «Engine»

Карта двигателя в координатах «Крутящий момент (Нм) – частота вращения (об/мин) - подача топлива (%)» представлена на рис. 6.

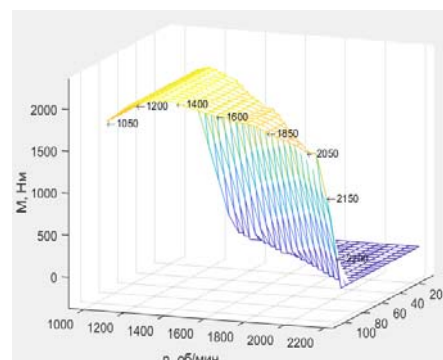


Рис. 6. Карта дизельного двигателя со всережимным регулятором

Блок "Transfer Fcn" сглаживает табличные данные двигателя и через " Simulink-PS converter ", блок "Ideal

Torque Source" и выходной порт "Out\_engine" транслирует данные во внешнюю систему.

3. Блок «Torque Converter» - гидротрансформатор (ГТР) - предназначен для автоматического изменения в определенных пределах передаваемого от двигателя крутящего момента в зависимости от нагрузки на выходном валу. Структура подсистемы представлена на рис. 7.

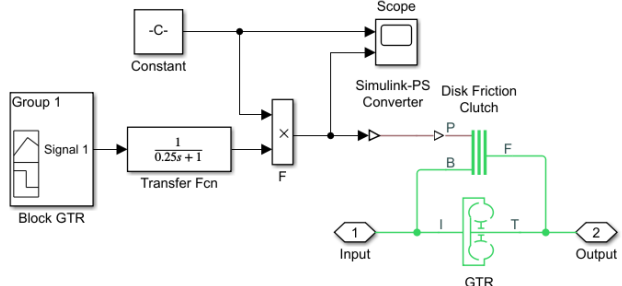


Рис. 7. SS-модель блока «Torque Converter»

Гидротрансформатор «GTR» с прямой прозрачностью, обеспечивающий полное использование приспобляемости двигателя. Параметры ГТР включают в себя [11, 12]:

- активный диаметр гидропередачи 0.43 м;
- коэффициент нагрузки  $[(\text{рад/с})/(\text{Nm})^{0.5}]$  - [3,22 3,34 3,48 3,63 3,81 4,01 4,25 4,55 4,91 5,38 5,4 5,42];
- коэффициент трансформации момента - [2 1,89 1,79 1,7 1,62 1,5 1,4 1,27 1,15 1,05 1,01 0,995];
- передаточное отношение - [ 0 0,1 0,2 0,3 0,4 0,5 0,6 0,7 0,8 0,9 0,95 0,96].

Ручная блокировка трансформатора вводится, чтобы обеспечить максимальную производительность насоса. При разблокированном ГТР буксование в трансформаторе приводит к снижению оборотов выходного вала и производительностью насоса. Режим трансформации момента используется при переключении передач для снижения динамичности работы привода.

Блокировка гидротрансформатора обеспечивается двухдисковой фрикционной муфтой «Disk Friction Clutch», управляемой с блока «Block GTR» по давлению, заданному блоком «Constant» ( $10^6$  Па). Входной порт «input» соединен с двигателя с моментом инерции «Inertia 1», а выходной порт «output» - с вращающимися массами «Inertia 2» ведомых частей гидротрансформатора с упруго-диссипативными характеристиками «Torsional Spring Demper 1».

4. Блок «Planetary Gear» (см. рис. 8) - планетарная коробка передач, выполненная по схеме на рис. 9 [11, 12, 13, 14].

Модель коробки передач содержит три планетарных ряда «Planetary Gear» с параметрами  $K=1.8, 2.4, 3.4$  и пять фрикционных узлов «Friction». Инерционно-упруго-демпфирующие свойства коробки передач представлены блоками «Inertia» и «Torsional Spring-Demper».

Число управляющих элементов – 2, число степеней свободы – 3. Выбор передачи осуществляется включением двух фрикционных узлов (Friction1, ... , Friction5). На нейтрале включается только тормоз T3 (Friction5). При включении муфт Ф1 (Friction1) и Ф2 (Friction2) редуктор -

блокируется, что соответствует прямой (четвертой) передаче.

При последовательном переключении передач изменяется состояние только одного фрикционного узла. Передаточные числа коробки передач составляют: 4,4, 2,2, 1,52, 1, 0,74, 0,65.

Типовой фрикционный узел «Friction» представлен на рис. 10 и состоит из библиотечных блоков: «Disk Friction Clutch», «Ideal Torque Sensor», «PS-Simulink Converter» и виртуального монитора Scope (Torque).

Команды на включение-выключение фрикционных узлов передаются блоками «Goto» и «From» C1...C5, которые поступают из подсистемы «Controller» (см. рис. 3) в соответствии с таблицей переключений.

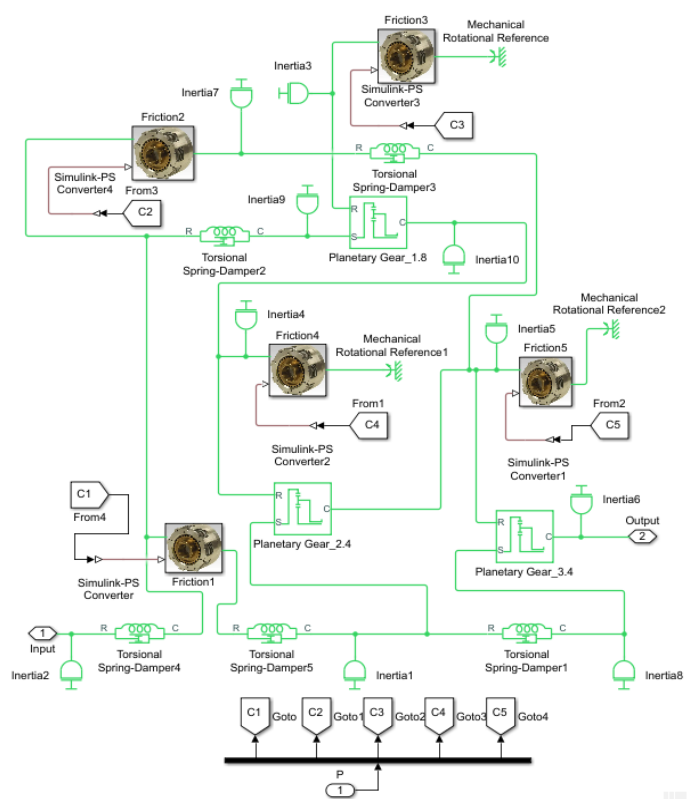


Рис. 8. SS-модель коробки передач «Planetary Gear»

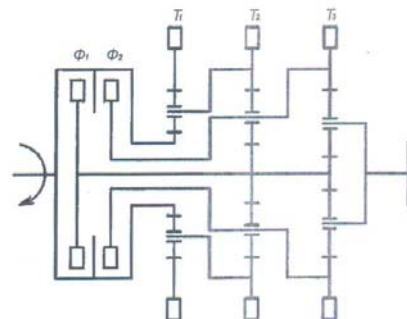


Рис. 9. Кинематическая схема планетарной коробки передач

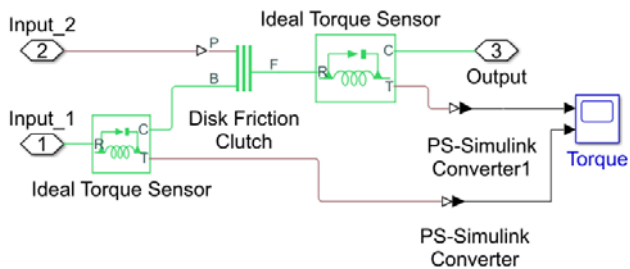


Рис. 10. SS-модель фрикционного блока «Friction»

5. Блок «Controller» (рис. 11) формирует управляющие воздействия на переключение ступеней в коробке передач.

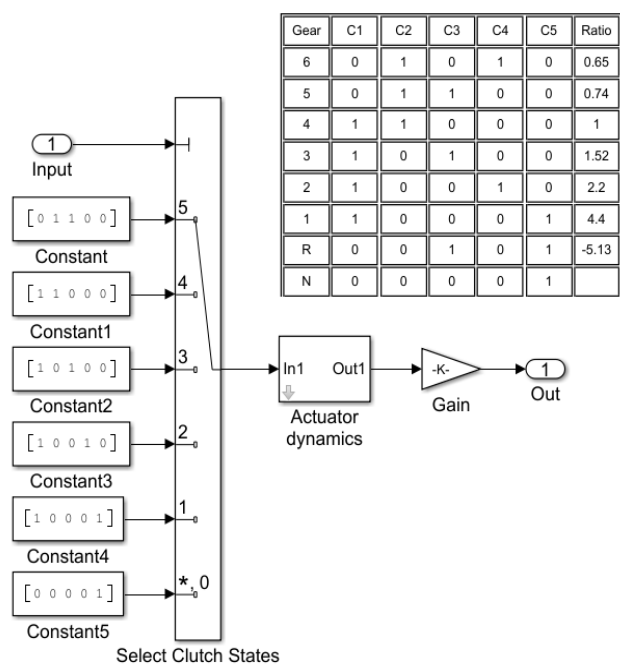


Рис. 11 Simulink-модель блока «Controller»

Входной порт «Input» получает сигнал с пульта управления «Driver», который затем через блок «Multi-Port-Switch» (Select Clutch States) преобразуется в нужную комбинацию активных фрикционных узлов согласно таблице переключений. Блоки «Actuator dynamics» и «Gain» формируют необходимое давление управления и передают его на блок «Planetary Gear» через выходной порт «Out», нужные передаточные числа.

6. Блок «Kardan» – библиотечный Simscape блок, моделирующий работу карданной передачи с учетом взаимного углового перемещения валов.

7. Блок «Chain» – библиотечный Simscape модуль, состоящий из типовых блоков «Chain Drive», подключенных параллельно и моделирующих работу пятирядной цепной передачи с передаточным числом 6.33.

8. Блок «Load» (см. рис. 3) представляет нагрузочный модуль, имитирующий работу горизонтального триплексного бурового насоса. Устройство бурового насоса поршневого типа представлено на рис.12.

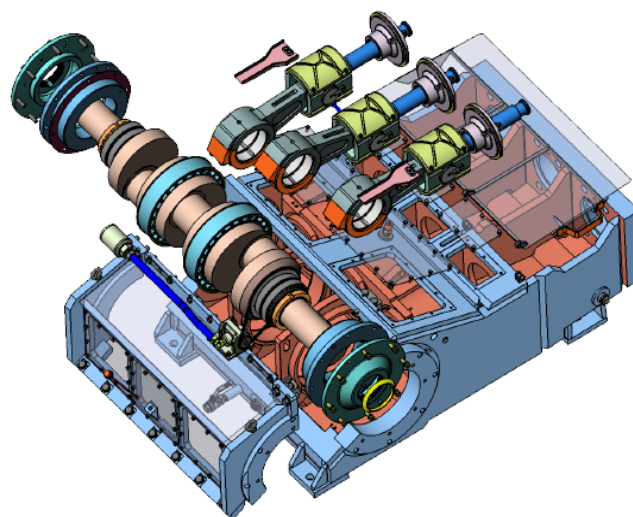


Рис. 12. Общий вид (устройство) триплексного бурового насоса

Давление, которое создается буровым раствором, преобразуется через поршни (диаметр 127 мм, ход 178 мм), кресткопфы и шатуны в крутящие моменты на коленчатом валу насоса. Суммарный крутящий момент на коленчатом валу нагружает выходной вал цепной передачи. На рис.13 показан фрагмент записи давления бурового раствора (бар) в процессе бурения в интервале 4 минут. Анализ осциллограмм показывает как наличие периодических составляющих, так и кратковременных «всплесков» давления.

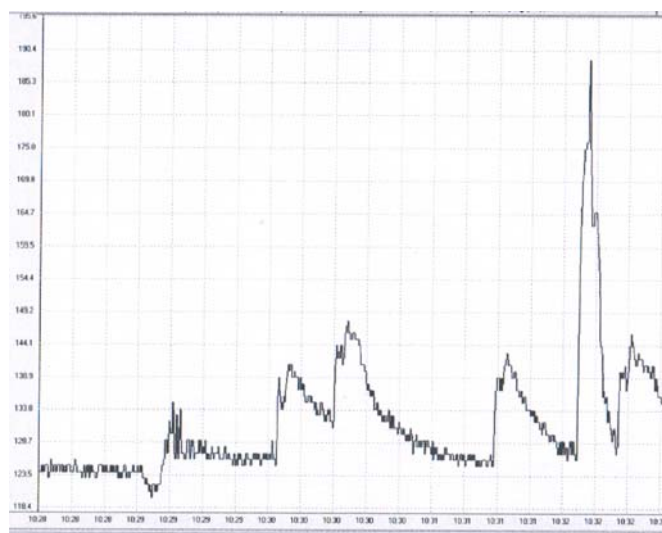


Рис. 13. Фрагмент записи давления бурового раствора (бар) в процессе бурения в интервале 4 минут

На рис. 14 представлен в качестве примера вариант изменения давления бурового раствора в одной секции насоса за два цикла (рабочий - холостой ход) в интервале 720 град поворота коленчатого вала (частота вращения двигателя – 1400 об/мин, 3-я передача).

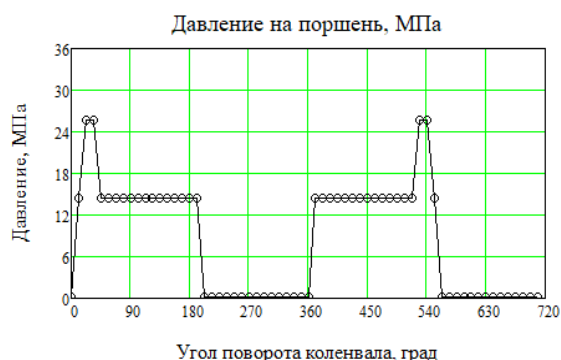


Рис. 14. Расчетная циклограмма изменения давления на поршень одной секции бурового насоса за два оборота коленчатого вала

На рис. 15 показаны результаты преобразования давления над поршнем в крутящий момент на коленчатом валу насоса с учетом сил инерции вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс кривошипно-шатунного механизма (в трех секциях).

Суммарный крутящий момент сопротивления бурового насоса ( $M_c$ ) представлен на рис. 16.

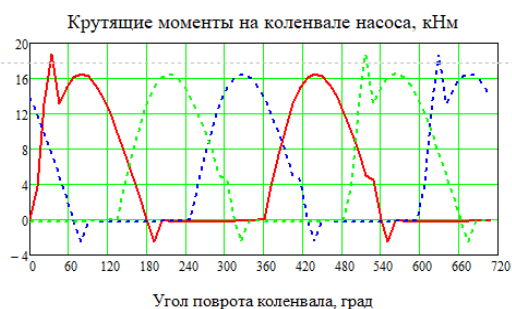


Рис. 15. Крутящие моменты на коленчатом валу бурового насоса (три секции), кНм



Рис. 16 Суммарный крутящий момент сопротивления ( $M_c$ ) триплексного бурового насоса

Используя процедуру быстрого преобразования Фурье получим синтезированный ряд для момента сопротивления и спектр крутящего момента. На рис. 17 представлена спектрограмма момента сопротивления на основе 10 гармоник.

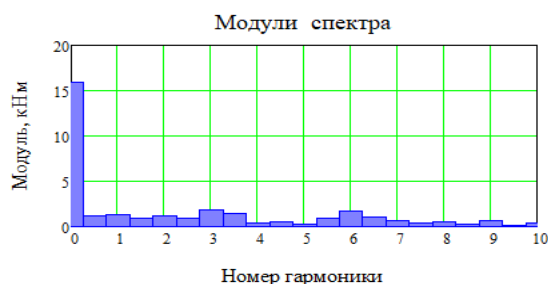


Рис. 17. Спектрограмма рабочего момента на коленчатом валу бурового насоса

Аналитическое выражение момента на коленчатом валу бурового насоса в виде ряда Фурье может быть представлено зависимостью:

$$M_{sum}(t) = \sum_1^n M_i \cdot \cos(i \cdot \omega \cdot t + Q_i) \quad (1)$$

Здесь  $M_i$  – амплитуды гармоник, Н·м;  $Q_i$  – фазы гармоник, рад;  $\omega$  – частота вращения, рад/сек;  $i$  – номер гармоники;  $n$  – число гармоник синтезирования момента.

#### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ

Для анализа работы силового привода в указанных выше условиях нагружения необходимо сопоставить спектры крутящих моментов бурового насоса и двигателя внутреннего сгорания (ДВС) на рабочих скоростных режимах ( $n_{дв}=1400-1900$  об/мин).

Проведенный тепловой и динамический расчет ДВС позволил получить кривую крутящего момента по углу поворота коленчатого вала. На рис. 18, в качестве примера, представлен график суммарного крутящего момента двигателя при частоте 1900 об/мин, а на рис. 19 – его частотная характеристика [15].

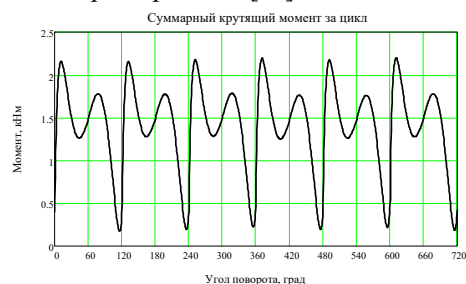


Рис. 18. Суммарный крутящий момент ДВС на частоте 1900 об/мин



Рис. 19. Спектрограмма крутящего момента ДВС

Сопоставление частотных характеристик моментов бурового насоса и ДВС позволяет сделать вывод о маловероятности наложения гармоник и, соответственно, резонансных режимов работы.

На основе разработанной SS-модели насосной буровой установки исследована динамика работы силового привода. В качестве примера приведены результаты моделирования в соответствии с управляющими воздействиями на рис. 4 [16, 17, 18, 19, 20]. В частности, рассмотрены изменения крутящего момента на входе и выходе гидротрансформатора в режиме переключения с нейтральной на 1-ю передачу, с 1-й на 2-ю, со 2-й на 3-ю (см. рис. 20, сверху).

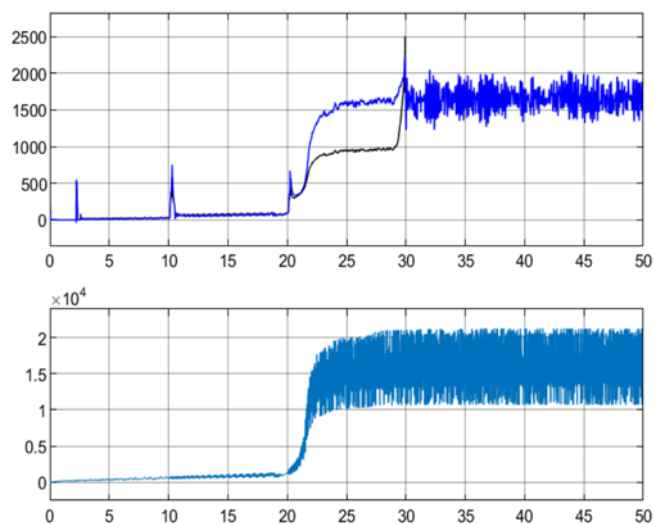


Рис. 20. Фрагмент компьютерного моделирования моментов: на насосном и турбинном колесах гидротрансформатора (вверху); на коленчатом валу бурового насоса (внизу)

После включения 3-й передачи (с 20 секунды) увеличивается подача топлива в двигатель и растет давление бурового раствора в бурильной колонне - буровой насос выходит на рабочий режим (см. рис. 20, внизу). В интервале с 20 по 30 секунды гидротрансформатор разблокирован. После 30-й секунды гидротрансформатор блокируется и силовой привод работает на стационарном режиме.

На рис. 21 представлен фрагмент компьютерного моделирования крутящего момента двигателя (Нм) и его частоты вращения (об/мин) в том же интервале времени.

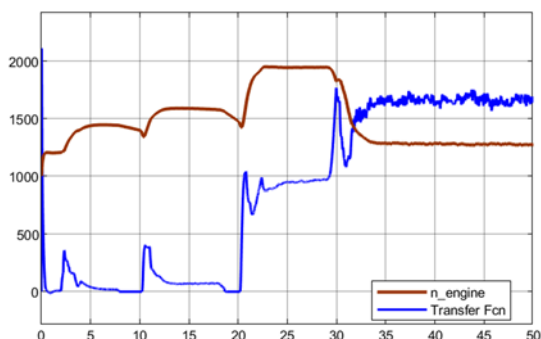


Рис. 21. Компьютерное моделирование частоты вращения и крутящего момента двигателя

## ВЫВОДЫ

Результаты расчетов показали, что разработанная средствами визуального программирования виртуальная модель насосной буровой установки позволяет комплексно оценивать работоспособность системы «Двигатель-трансмиссия-буровой насос».

Динамические нагрузки, возникающие при переключении передач и блокировки ГТР сопровождаются кратковременным снижением оборотов двигателя, но при этом не превышают допустимых нагрузок в узлах и деталях привода, в частности в цепном редукторе.

При работе с разблокированным гидротрансформатором проявляются его фильтрующие свойства (снижение амплитуды крутильных колебаний в приводе, возбуждаемых поршневым триплексным насосом). На трансформаторном режиме работы имеет место существенное снижение оборотов турбинного колеса (с 1600 до 1000 об/мин) и, соответственно, понижение производительности бурового насоса.

Блокировка гидротрансформатора приводит к увеличению загрузки двигателя (выход на максимальный крутящий момент) и к снижению его оборотов. При этом отсутствие скольжения в трансформаторе обеспечивает увеличение частоты вращения бурового насоса и рост его производительности. В данном режиме исчезает эффект фильтрации крутильных колебаний, возбуждаемых работой поршневого бурового насоса.

На стационарных режимах, крутильные колебания в приводе, возбуждаемые работой поршневого бурового насоса, не опасны в части резонанса с крутильными колебаниями от ДВС, т.к. имеют равномерный спектр распределения амплитуд по гармоникам.

## ЛИТЕРАТУРА

1. <http://www.natoil.com>. Трехплунжерный насос JWS-400. 2001 г.
2. [www.umz.info](http://www.umz.info). Буровые трехпоршневые насосы. – УМЗ. 2012.
3. Гулятьев А.В. Визуальное моделирование в среде MATLAB (учебный курс).- СПб: Издательский дом «Питер», 2000г.- 300 стр.
4. Худорожков С.И. Исследование транспортных систем при случайных возмущениях с помощью среды MATLAB-Simulink: учеб. пособие. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2015. – 57 стр.
5. Моделирование и визуализация движений механических систем в MATLAB - Омск: 2007. – 88 стр.
6. Лазарев Ю. Ф. Моделирование процессов и систем в MATLAB: Учебный курс. – СПб.: Издательская группа BHV, 2005. – 512 с.
7. Рудаков П.И., Сафонов В.И. Обработка сигналов и изображений. MATLAB / Под общ. ред. В.Г. Потемкина.– М.: Диалог, 2000 -275 стр.
8. SimMechanics User's Guide. Version 2. The MathWorks, Inc., November 2002.
9. Румянцев В.В. Конструирование и расчет двигателей внутреннего сгорания. – СПб.: Изд-во Политехн. Ун-та, 2015. - 317с.



- 
10. Галышев Ю.В. Теория рабочих процессов в ДВС. Расчет рабочего цикла и газообмена в ДВС: учеб. Пособие/ Ю.В. Галышев и др. – СПб: Изд-во Политехн. ун-та, 2013. -186 стр.
11. Трансмиссии тракторов. - М.: Машиностроение, 1976 г. - 280 стр.
12. Шувалов Е.А. «Повышение работоспособности трансмиссий тракторов». – Л.: Машиностроение, 1986. - 126 с.
13. Тарасик В.П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. - Минск: «Наука и техника», 1973 г. – 190 стр.
14. Шарипов В.М., Дмитриев М.И., Зенин А.С., Математическая модель процесса переключения передач в коробке передач трактора.- М.: Научное издание МГТУ им. Н.Э. Баумана. «Наука и образование», 2014 г. – с.92
15. Двигатели ЯМЗ-536, ЯМЗ-5361, ЯМЗ-5362, ЯМЗ-5363, ЯМЗ-5364. Руководство по эксплуатации 536.3902150 РЭ Электронный документ (<http://izhmaz.ru/data/documents/536.3902150-RE.pdf>).
16. Kuwahara, Seiji, Hideki Kubonoya, Hiroshi Mizuno, Masato Kaigawa, and Katsum Kono, “Toyota’s New Integrated Drive Power Control System,” SAE Paper No. 2007-01-1306, SAE International, Warrendale, PA, 2007.
17. Bai, Shushan, Daniel Brennan, Don Dusenberry, Xuefeng Tao, and Zhen Zhang, “Integrated Powertrain Control,” SAE Paper No. 2010-01-0368, SAE International, Warrendale, PA, 2010.
18. Kim, D., H. Peng, S. Bai, and J. M. Maguire, “Control of Integrated Powertrain With Electronic Throttle and Automatic Transmission,” IEEE Transactions on Control System Technology, May 2007, Volume 15, Issue 3, P474-482.
19. Leigh, James Ronald, *Control Theory*, Institution of Electrical Engineers, 2004.
20. Tsutsui, Hiroshi, Takayuki Hisano, Akitomo Suzuki, Makoto Hijikata, Masatoshi Taguchi, and Koichi Kojima, “Electro-hydraulic control system for Aisin AW new 6-speed automatic transmission,” SAE Paper No. 2004-01-1638, SAE International, Warrendale, PA, 2004.

# Modeling of Load Modes of the Drilling Pump Power Drive

Hoodorozhkov S.

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University  
Saint Petersburg, Russia  
[xcu-55@mail.ru](mailto:xcu-55@mail.ru)

**Abstract.** The article presents a virtual model of the system "internal combustion Engine-hydro-mechanical transmission-piston triplex drilling pump", created by visual programming using MATLAB-Simulink-Simscape applications. The mathematical model of the power drive includes a map of the diesel engine with regulatory characteristics, the results of thermal and dynamic calculation of the engine. An algorithm for converting the drilling fluid pressure during drilling into the torque of resistance of a triplex drilling pump has been developed. To evaluate possible resonant torsional oscillations in the transmission, a frequency analysis of the engine torque and the drag torque of the drilling pump was performed.

The model of power drive transmission consisting of a planetary gearbox with control of friction elements of switching, cardan drive, five-row chain gear is created. The estimation of the drive stress loading when working in stationary drilling modes is given. Transient processes in the power drive when shifting gears, blocking the torque converter are investigated.

**Keywords:** power drive, internal combustion engine, torque Converter, planetary gearbox, triplex drilling pump, mathematical modeling, visual programming.

# Влияние структуры микрорельефа поверхности зубьев на эксплуатационные параметры зубчатых передач

Караванова А.Г., Калашников А.С.  
Московский политехнический университет  
Москва, Россия

geartechniid@yandex.ru, alexandr\_kalashnikov45@rambler.ru

**Аннотация.** Проведение исследования проблем изготовления зубчатых передач. Шум и их вибрации которые зависят от шероховатости боковых поверхности зубьев. Скоростей качения и скольжения на зубьях ведущего и ведомого зубчатых колес. Модифицированная форма зуба и погрешности изготовления является основной причиной возникновения разницы угловых скоростей сопряженных элементов зубчатой передачи. Так как при вращении зубчатой передачи угловое положение одного зубчатого колеса периодически изменяется относительно другого колеса, сопряженного с ним, то возникает угловое ускорение. Оно влияет на снижение нагрузочной способности и в результате образования микропиттинга на поверхности зубьев в области вершин микронеровностей под действием пластической деформации, повышаются изгибные напряжения в области сопряжения боковой поверхности и дна впадины зубьев.

**Ключевые слова:** зубошлифование, шероховатость поверхности зубьев, структура микрорельефа, питтинг, микропиттинг, полирование зубьев, гидродинамическая смазка.

## ВВЕДЕНИЕ

Микропиттинг - это области вершин микронеровностей и сопряжения боковой поверхности зубьев под действием пластической деформации и напряжения на детали. Макропиттинг - это каверны износа на детали или структура трещины на детали которые растут в направлении, противоположном направлению скольжения на поверхности зубчатых колес.

Микрорельеф поверхности зубьев оказывает существенное влияние на качество эксплуатации зубчатых передач. Он прежде всего влияет на снижение нагрузочной способности и результате образования микропиттинга на поверхности зубьев. Так как область вершин зуба имеет микронеровности под действием пластической деформации детали. Так же повышение изгибных напряжений вместе сопряжение боковой поверхности и дна впадины зубьев влияет на образования концентраторов напряжений.

Происходит возникновения заедание зубьев. Заедание зубьев происходит в связи с появлением устойчивых участков металлического контакта.

Под действием скоростей скольжения температурных эффектов и пластической деформации микронеровностей. Повышение вибрация ГОСТ 24346 и уровни шума зубчатого зацепления.

## ПРОЦЕСС ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Проведение исследования и опыт эксплуатации зубчатых передач показали, что величина и структура микронеровностей прямо или косвенно влияют на эксплуатационные параметры [1]. Совокупность неровностей с относительно малыми шагами, образуют микрорельеф боковых поверхностей зубьев, является важнейшим показателем качества зацепления зубчатых передач.

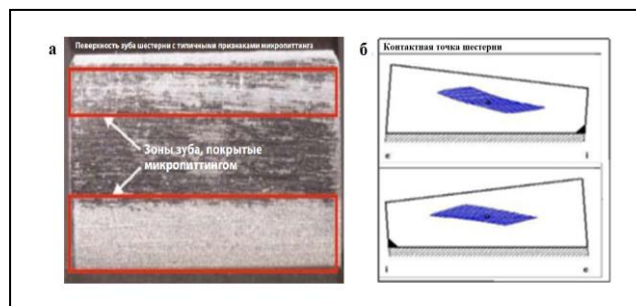


Рис. 1. Макропиттинг (а) и микропиттинг контактных поверхностей зубчатых колес (б)

В целях устранения погрешностей изготовления и сборки, а также деформаций в процессе эксплуатации зубчатых колес производит модификации зубьев (профиля и продольной линии зуба, срез головки и ножки зуба, угла профиля и т.д.). Силы, действующие в зацеплении, пропорциональны угловому ускорению, они вызывают вибрацию, частота которой равна частоте вращения зубчатого зацепления или кратна ей, т.е. равна её гармоникам. Возникающие при зацеплении зубчатых колес вибрации вызывают шум, который принято называть шумом зубчатых колес.

В широкополосном частотном спектре уровня звукового давления доминирующими являются основная частота (первая гармоника), а также вторая и третья часть частоты, которые создают 98% вибраций, создаваемых зацеплением зубчатых колес. Частота первой гармоники 1 характеризуется частотой сопряжения зубьев, её величина зависит от конструкции зубчатой передач (к официанты суммарного перекрытия, ширины зубчатого венца, угла наклона и высоты профиля зуба и т.д.).

Вторая гармоника (удвоенная основная частота) определяется, главным образом, формой положением пятна контакта при зацеплении зубчатых колес, также точно-стью геометрических параметров зубьев.

Шум от третьей гармоники (устроенной основной частоты) связан с шероховатостью буктовых поверхности зубьев и может быть уменьшен при снижении микроне-ровностей в процессе чистовых операций зубообработке.

Анализ существующих технологических процессов и достигаемой точности зубчатых колёс показал, что наибо-лее эффективным и широко применяемым методом чисто-вой обработки рабочих поверхностей зубьев является зу-бошлифования [2].

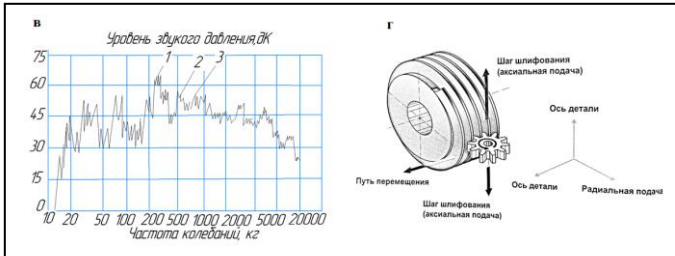


Рис. 2. Частота спектра вибраций зубчатой передачи (в), при обработке шлифовальных и хонинговальных кругов (г)

Таблица 1.

Технологиче-ские пара-метры	Непре-рывное обкат-ное зу-бошли-фование (V, m)	Зубофре-зование твердо-сплавными червячны-ми фрезами (V, m)	Зубохон-ингован-ие (γ)	Зубошлифо-вание и Последую-щее полирова-ние В (V, m, γ)
Производител-ьность	++	+/-	+/-	+/-
Точность по ГОСТ 1643-81	3...6	3...6	6...8	5...8
Шерохова-тость поверх-ности зубьев Ra, мкм.	0,3...1,6	0,2...0,8	0,1...0,3	0,08...0,4
Скорость резания	50 ... 75 м / s	50 ... 100 м / мин	0.5 ... 10.0 м / сек	5 ... 10 м / сек
Твердость заготовки HRC	58...63	≤ 64	58...63	58...63
Необходи-мость подрез-ки впадины зуба (протубе-ранец)	+	-	-	-
Возможность обработки дна впадины зубье-в	+	-	-	-
Возможность обработки близко распо-ложенных зубчатых венцов	-	+/-	+	+
Возможность создания	+	+/-	+	+

внутренних напряжений сжатия на поверхности зубьев				
Возможность профильной и продольной модификации зубьев	+	+	+/-	+/-
Возможность профильной и продольной модификации зубьев	+	+	+/-	+
Производител-ьность	++	+/-	+/-	+/-
Точность по ГОСТ 1643-81	3...6	3...6	6...8	5...8

Величина и структура микронеровностей зависит от режимов резания, размеров режущих элементов и их стойкости. Оценку интенсивности шлифовального процесса очень часто производят с помощью эквивалентной толщины стружки h<sub>экв</sub>. При непрерывном обкатном зубошлифовании эквивалентной толщина стружки представляет собой отношение толщины снятого материала одним витком чернового шлифовального круга (одно- и многозаходного) - Q'm к скорости резания V. Величину эквивалентной толщины стружки h<sub>экв</sub> мкм, определяют по формуле h<sub>экв</sub>.

$$h_{экв} = \frac{Q' \cdot m \cdot 10^{-3}}{z} = 1,2 \text{ мкм.} \quad (1)$$

Шлифование относится к процессам скоростного микро-резания, возникающего в результате воздействия на обрабатываемую поверхность инструментов (шлифоваль-ных кругов) с геометрически неопределенной режущей кромкой. Характерной особенностью режущих элементов шлифовальных кругов является их отрицательный перед-ней угол γ [3].

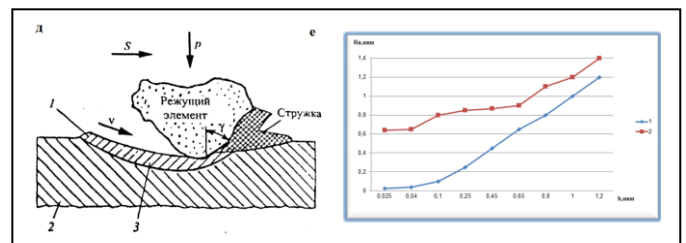


Рис. 3. Схема образования стружки геометрически не-определенной режущей кромкой (д) от зависимость ше-роховатости поверхности вылечены зубьев эквивалентной стружки (е)

В первоначальный момент в микрорезания, когда ре-жущий элемент внедряется в заготовку 2 с окружной ско-ростью V, подачи S и под давлением p, производит взду-тие 1 поверхности заготовки в результате упругих дефор-маций 3. При дальнейшем продвижении шлифовального круга относительно заготовка 2 спереди, по бокам и снизу режущего элемента дополнительно к упругим возникают

пластические деформации. При выходе режущего из резания металла образуется стружка [4].

На поверхности заготовки образуют характерные для зубошлифования следы резов, которые образуют микронеровность боковых поверхностей зубьев.

### ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

Были проведены исследования, которые позволили установить зависимость шероховатости боковой поверхности зубьев от эквивалентной толщины стружки  $h_{эв}$ . Исследования производили с использованием абразивных высокопористых шлифовальных кругов с зернистостью 8-12 (кривая 1) и 12-20 (кривая 2). Полученные результаты позволяют определить высоту микронеровностей поверхности зубьев на стадии проектирования технологического процесса. При непрерывном обходном зубошлифовании на поверхности зубьев цилиндрических колес может быть создан нерегулярный (стохастический) микрорельеф со структурой, подробной структуре микрорельефа, получаемой при зубохонинговании.

Систематические шлифовальные резцы, характерные для непрерывного обкатного зубошлифования, разрушаться при диагональном движении подачи червячного шлифовального круга, витки которого прошли специальную правку.

Следы резов по длине значительно сокращаются, высота микронеровностей уменьшается. При такой структуре боковой поверхности зубьев их опорная поверхность существенно увеличивается и повышается плавность зацепления цилиндрических зубчатых передач.

Эффективным средством повышения производительности зубошлифования является применение многозаходные червячные шлифовальные круги.

Многозаходные червячные круги имеют две и более производящие поверхности, они получили широкое распространение в промышленности. Если за один оборот однозаходного червячного шлифовального круга у заготовки обрабатывают одну впадину зубьев, то за один оборот двухзаходного круга - две впадины зубьев, трехзаходного круга три впадины зубьев и т.д.

При использовании многозаходных червячных шлифовальных кругов позволяет возможность производить различную правку витков круга. Если все ветки шлифовального круга, за исключением одного или двух, правятся обычным правящим инструментом, то один или два витка круга правятся правящим инструментом, прошедшим специальную обработку.

У таких правящих инструментов производит сглаживание вершин алмазов, обеспечивая необходимый рабочий профиля. Сущность этого процесса заключается в последствием съеме алмазами инструментами тонких слоев приблизительно 1 мкм и объёме 10...20 мкм. Чтобы избежать выкашивание алмазов шлифовального круга и правящего инструменты скорость сглаживания не должна превращать 20 м/с.

Эффективный рабочий профиль одного или двух витков абразивного шлифовального круга, прошедших правку сглаживанием поверхностью правящего инструмента вместо с витками круга, заправленными роликами с поверхностями без сглаживания, при шлифовании с соответ-

ствующем тангенциальном смещении позволяют получать особую структуру боковой поверхности зуба.

При этом периодические изменения структура связи круга не должны вызывать отклонения формы профиля зуба, влияющего на повышение уровня шума.

Уровень вибрации зубчатых зацеплений:

1 - с нерегулярным микрорельефом на боковых поверхностях зубьев значительно ниже, чем у зубчатых зацеплений, обработанных другими методами;

2 - непрерывным профилем зубошлифование и последующем зуби хонингования абразивным ходом с внешним зацеплением на одном станке;

3 - зубохонингованием абразивным хоним с внутренним зацеплением;

4 - непрерывным обкатным зубошлифованием металлическим кругом с однослойным покрытием кубическим нитридом бора;

5 - зубошвингованием и обкаткой со снятием забоин после ХТО.

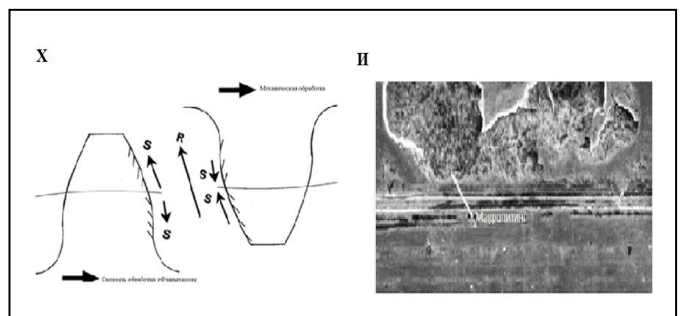


Рис. 4. Изображение наложения на направления выступов (x) и скользяния (и) шероховатости поверхности зубчатых колес

Современные условия эксплуатации механизмов с зубчатыми передачами требует увеличения мощности в трансмиссии при повышении нагрузочной способности зубчатых зацеплений. Уделяют внимание высокопористых материалам для зубчатых передач, их химико-термической обработке и комплексной модификации боковой поверхности зубьев, что способствует повышению эксплуатационных свойств и продолжительности зубчатых передач [5].

При этом многочисленные исследования показали, что уменьшение шероховатости боковой поверхности зуба снижает потери мощности в трансмиссии в начальный период эксплуатации. В связи с этим продолжают теоретические и экспериментальные исследования по снижению шероховатости боковой поверхности зубьев. В целях уменьшения шероховатости поверхностей зубьев после непрерывного обкатки зубошлифование на одном и том же станке производятся полирование профилей зубьев. Очень важно, что снижение шероховатости поверхности зубьев после полирования происходит без негативного воздействия на геометрическую точность зубьев. Метод непрерывного полирования зубьев позиционируются как последнюю технологическую операцию обработки зубьев при которой с боковых поверхностей зубьев удаляют микронеровности характерны для шлифования и площадь.

## МОРФОЛОГИЯ МИКРОПИТТИНГА

Микропиттинг имеет решающее значение для определения основной причины снижения прочности зубчатых передач. Структура микропиттинга детали характеризуются, плавно уходящей вниз от его начала на поверхности зуба. Зубчатое колесо имеет шероховатую поверхность, слой который вызван трещины пластической усталости. Материал из за микропиттинга кажется гладким и невыразительным, если только он не истирается.

### СКОЛЬЖЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Направления скоростей качения ( $r$ ) и скольжения ( $s$ ) на зубьях ведущего и ведомого зубчатых колес [6]. Контакт начинается около профиля зуба и заканчивается на конце зуба которое далеко от линии тангажа ведущей шестерни. Контакт на ведомом зубе начинается с кончика зуба, скачивается вниз по зубу и заканчивается около профиля зуба. Подобно микропиттингу, микро-митинговые имеют трещины которые растут в направлении, противоположном направлению скольжения на поверхности зуба шестерни. Следовательно, трещины сходятся вблизи линии делительной окружности ведомого колеса.

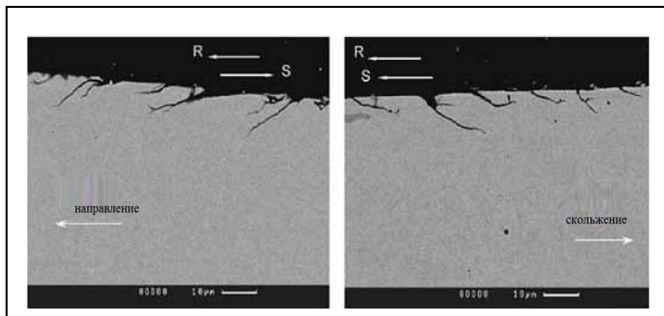


Рис. 5. Направления скоростей качения ( $r$ ) и скольжения ( $s$ ) на зубьях ведущего и ведомого зубчатых колес

Сечение зубьев показывают, что трещины начинаются на поверхности зуба шестерни или вблизи нее и растут под небольшим углом (обычно  $10-30^\circ$ , но иногда до  $45^\circ$ ) к поверхности. Направления скольжения меняются при пересечении делительной линии. Микропиттинговые трещины растут в противоположных направлениях выше и ниже делительной линии тангажа

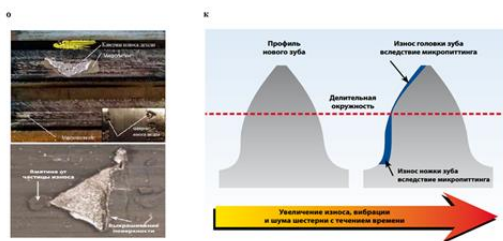


Рис. 6. Риски (о) после обработки фрезерования и шлифования зубчатых колес вызывают износ бритвенного инструмента на основании определения структуры шероховатости поверхности микропиттинга на детали (к)

Зубья шестерни имеют отрицательное скольжение. Направление скорости качения противоположно скорости скольжения. Отрицательное скольжение способствует

усталости по Герцу, позволяет маслу проникать в поверхностные трещины, где оно ускоряет рост трещин с помощью механизма распространения гидравлического давления [7].

Микропиттинг начинается с высоких точек на поверхностях волнистости шлифованных зубчатых колес которые имеют следы резцов. Поверхность зубьев пластически деформирована [8].

После зубошлифование детали геометрическая концентрация напряжений микропиттинга может произойти:

- На краях зубьев шестерни
- Границе поверхностных дефектов, таких как микропиттинг, вмятины или следы резцов.
- Погрешности сборки шестерни.

Сопротивление микропиттингу в значительной степени зависит от свойств смазочного материала, вязкости при рабочей температуре, коэффициента вязкости-давления и смазки. Каверны износа детали вредны для устойчивости к микропиттингу но они препятствуют обкатке и сохраняют повреждающую микропиттингу шероховатости поверхности на детали. Однако некоторые добавки, снижают трение на детали [9].

Зубчатые колеса обладают максимальным сопротивлением микропиттингу при изготовлении из легированной стали с достаточной прокаливаемостью для получения микроструктур, состоящих преимущественно из закаленного мартенсита. Сохраненный аустенит около 20% считается полезным. Аустенит более 30% обычно снижает твердость, прочность и остаточное напряжение сжатия в зубчатых колесах и, следовательно, отрицательно влияет на сопротивление микропиттингу. Зубчатые колеса обладают максимальным сопротивлением микропиттингу при изготовлении из стали с достаточной прокаливаемостью для получения микроструктуры закаленного мартенсита. Сохраненный аустенит около 20% считается полезным [10].

Увеличение износа, вибрации и шума шестерни образуются в результате износа металлических частиц, и, загрязняются с помощью масло [11]. Такое воздействие на поверхности вращающихся элементов и зубчатых колес в итоге может привести к выкашиванию детали.

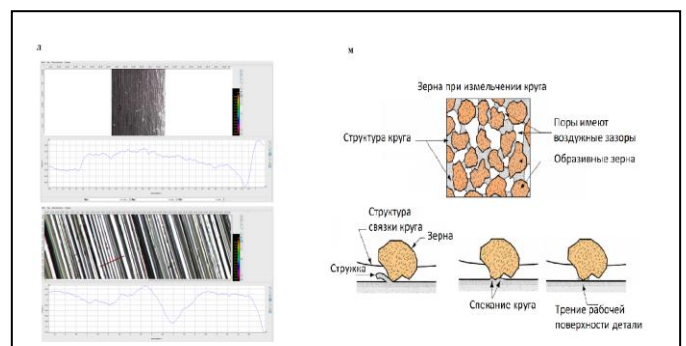


Рис. 7. Сколы (к) при полировке зубчатых колес для выявления шероховатости поверхности зубчатой части (м)

Для того, чтобы избежать образования микропиттинга, можно либо использовать шестерни с очень гладкими, обработанными чистовыми операциями поверхностями, изменить условия эксплуатации оборудования, либо выбрать смазочный материал, предназначенный для предот-

вращения микропиттинга детали [12]. Ra — среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины 0,026...0,012;

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y_i| dx \quad (2)$$

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y_i| dx = \frac{\int_{9,22}^{3000} |y_i| dx}{9222,00} = 0,029993 \approx 0,03.$$

Rz — сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины 4,4...3,11;

$$Rz = \left( \frac{\int_{i=1}^5 |Hi \max| + \int_{i=1}^5 |Hi \min|}{5} \right); \text{ для средней линии } Rz =$$

$$\frac{(\int_{i=1}^5 |Hi \max| - \int_{i=1}^5 |Hi \min|)}{5}$$

$$Rz = \frac{(\int_{i=1}^5 |Hi \max| - \int_{i=1}^5 |Hi \min|)}{5} = \frac{(3+3,5+2,2+1+13) - (-3,5 - 3,8 - 1,9 - 2 - 5,5)}{5} = \frac{22,7+16,66}{5} = 3,4. (3)$$

Ra, Rz и Rmax, Rq определяются на базовой длине l, которая может принимать значения из ряда 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25 мкм.

Параметр Ra является предпочтительным. Rq - среднеквадратичное отклонение профиля в пределах базовой длины 3,3... 1,15.

$$Rq = \sqrt{\frac{\int_0^l y^2(x) dx}{l}}; Ra \approx 0,8 Rq \Rightarrow Rq = \frac{Ra}{0,8} = \frac{(1,15 \dots 3,3)}{0,8} = 2,6. \quad (5)$$

Прибор также как и Ra рассчитал с помощью математики Rq и с помощью программирование Си автоматически создал 3d модель. С помощью модели был проверена шероховатость поверхности.

Итог: l = 0,8мм = 800мкм.

По ГОСТ 2789-73 требуется полирование зубчатых колес для того что бы выявить шероховатости поверхности детали. При расчете выявления шероховатости поверхности Ra = 0,03 и Rz = 3,4.

#### Выводы

Края трещины обрабатываются с углом между поверхностями границ 90°. Обработка производится на глубину 1/3 толщины металла. Для устранения трещины используется композиционных материалов на основе эпоксидных смол [13]. После устранения трещин получаем Ra = 0,35.

Для устранения трещин на деталях электрокорунд хромистого с добавкой оксида хрома с определёнными связками были достигнуты высокие показатели точности зубьев по ГОСТ 1643 – 81:

Накопленная погрешность шагов зубчатого колеса (кинематическая точность) – Frg-6 степени. Накопленная погрешность k шагов зубчатого колеса - Fprk-5. Радиальное биение зубчатого венца - Frr - 5. Отклонение шага зубчатого колеса - frr – 6. Погрешность профиля зуба зубчатого колеса Fα- 6.

Погрешность линии зуба зубчатого колеса – Fβг-6. 1. Применение полирование детали состоящего из электрокорунда хромистого с добавкой оксида хрома с размером зернистостью 8-12 и 12-20 мкм используется для кон-

тактной поверхности упрочнение абразивных частиц кругов при шероховатости поверхности Ra = 0,03. 2. Выявление взаимосвязей выбора инструментов при использовании финишной обработки зубчатых колес.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Bausch Tomas. Innovative Zahnradfertigung. Expertverlag GmbH, D-71262, Reningen, Germany, 2006, 778 p.
2. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. Современные методы обработки зубчатых колёс. М.: Издательский дом «Спектр». 2012. 238 с.
3. Шандров Б. В., Моргунов Ю. А., Калашников П. А. Экспериментальные исследования припусков при непрерывном обкатном зубошлифовании // Справочник. Инженерный журнал с приложением. С 3 – 7.
4. Калашников А. С. Технология изготовления зубчатых колёс. М.: Машиностроение, 2004. 479 с.
5. Шандров Б.В. Развитие и применение наукоёмких технологий в производстве летательных аппаратов / Б.В. Шандров, Ю.А. Моргунов, Б.П. Саушкин // Журнал «Известия МГМУ (МАМИ)». – 2013. - № 2 (16), т. 2. - С. 278-283.
6. Старков В.К. Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 2007, 668 с.
7. А. Ф. Горбачевич, В. Н. Чеботарев, В. А. Шкред, И. Л. Алешкевич, А. И. Медведев «Курсовое проектирование по технологии машиностроения» – Минск, «Вышэйш. школа», 1975.
8. Харламов Г.А., Тарапанов А.С. «Припуски на механическую обработку: Справочник» – М.: Машиностроение, 2006.
9. Иванюк А. В. «Технология машиностроения: учеб. пособие для вузов. В 2 т. – Т. 1. – Основы технологии машиностроения» – Рязань: изд.-во Машиностроение 1, 2005
10. Баранчиков В. И., Жаринов А. В. и др. «Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: справочник» – М: Машиностроение, 1990.
11. Асаева Е. В., Иванюк А. В., Кузьмина С. Н. «Проектирование машиностроительного производства: методические указания по выполнению курсового проекта студентами специальности 151001 «Технология машиностроения» всех форм обучения» – Рязань: РИ МГОУ, 2008.
12. Максимов Ю. В. К вопросу об обеспечении качества обработки сложнопровильных деталей на станках с изменяющимися элементами / Ю. В. Максимов, А. Р. Абрамова, Д. Л. Кузьминский, А. Ю. Мокринская // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. - 2012. - №1(13). - С. 168 – 174.
13. Марголит Р. Б. «Технологическая оснастка: учебное пособие для студентов высших учебных заведений машиностроительных специальностей» - М: изд.-во МГОУ, 2009.

---

---

# Influence Microrelief Gear of the Operational Parameters Structure Surface Teeth on the Gear Operational Parameters

Karavanova A.G., Kalashnikov A.G.

Moscow Polytechnic University

Moscow, Russia

geartechniid@yandex.ru, alexandr\_kalashnikov45@rambler.ru

*Abstract.* Abstract study surface roughness of the article deals with the problems manufacturing gear. Noise their vibration gear; depend on the roughness of the lateral surface of the teeth. The modified tooth shape and manufacturing errors are the main cause of the difference in angular velocities of the mating gear elements. During the rotation of the gear transmission, the angular position of one gear changes periodically relative to another wheel mated to it angular acceleration occurs. It affects the reduction of the load capacity and the formation micro pitting on the surface of the teeth in the region of the vertices. The micro

roughness happens relation the action of plastic deformation, the bending stresses in the mating area of the side surface and the bottom of the tooth cavity increase. Polymer parts are a clean-up process from which fine-grained abrasive powder lubricant is made. Which make it possible to obtain the quality and quantity of processing gear.

*Keywords:* gear grinding, polishing gear, micro pitting.

# Совершенствование методики оценки виброзащитных свойств подвески по параметрам микропрофиля дороги и нормам виброн нагруженности

Чернышов К. В., Рябов И. М., Поздеев А. В.

Волгоградский государственный технический университет

Волгоград, Россия

chernykv@rambler.ru, rjabov1603@mail.ru, pozdeev.vstu@gmail.com

**Аннотация.** Статья посвящена совершенствованию методики аналитического определения граничных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) вертикальных колебаний подрессоренных масс транспортных средств по параметрам микропрофиля дороги и нормам виброн нагруженности. Дано описание методики оценки виброзащитных свойств подвески транспортного средства в заданных условиях эксплуатации по нормам виброн нагруженности. Представлен алгоритм оценки виброзащитных свойств подвески транспортных средств по нормам виброн нагруженности. Выявлены недостатки графического построения по данной методике граничных АЧХ. Усовершенствованная методика может быть применена к автомобилям с линейными подвесками и подвесками, линеаризация которых допустима в режимах эксплуатации автомобиля. Усовершенствованная методика позволяет быстро и с высокой точностью по известной характеристике микропрофиля дороги, задавшись временем и скоростью движения, получить искомые граничные АЧХ, обеспечивающие соблюдение норм. Методика также облегчает задачу подбора значений параметров подвески в процессе их регулирования в подвесках, регулируемых в зависимости от условий движения.

**Ключевые слова:** подвеска автомобиля, микропрофиль дороги, спектральная плотность микропрофиля, граничные амплитудно-частотные характеристики.

## ВВЕДЕНИЕ

Впервые, методику оценки виброзащитных свойств подвески транспортного средства (ТС) по нормам виброн нагруженности в заданных условиях эксплуатации, основанную на использовании основного уравнения статистической динамики, предложил профессор И.М. Рябов [1]. Дальнейшее развитие методика получила в диссертации его ученика В.В. Новикова [2-5]. В данной методике оценка виброзащитных свойств подвески выполняется в соответствии с алгоритмом, представленным на рис. 1.

Известные методики оценки виброзащитных свойств подвески при движении по дороге с заданным типом микропрофиля с заданной скоростью предполагают определение спектральной плотности вертикальных перемещений или ускорений подрессоренной массы по известной спектральной плотности микропрофиля дороги и известному коэффициенту динамичности автомобиля с последующим сравнением результата с нормативными спектральными плотностями.

Преимуществом данной методики является возможность получения нормативных амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) автомобиля при движении по различным дорогам с различными скоростями, с последующим сравнением их не только с расчетными, но и с экспериментальными АЧХ вертикальных колебаний подрессоренной массы, которые можно с большой точностью и малыми затратами получать путем возбуждения гармонических колебаний задней или передней подвески автомобиля на стенде с беговыми барабанами [6, 7] или путем испытания отдельного блока подвески вместе с колесом или без него на динамическом стенде [8, 9].

На рис. 2 приведены граничные АЧХ ускорений подрессоренной массы при движении автомобилей по асфальтированному шоссе с различными скоростями, построенные по данной методике.

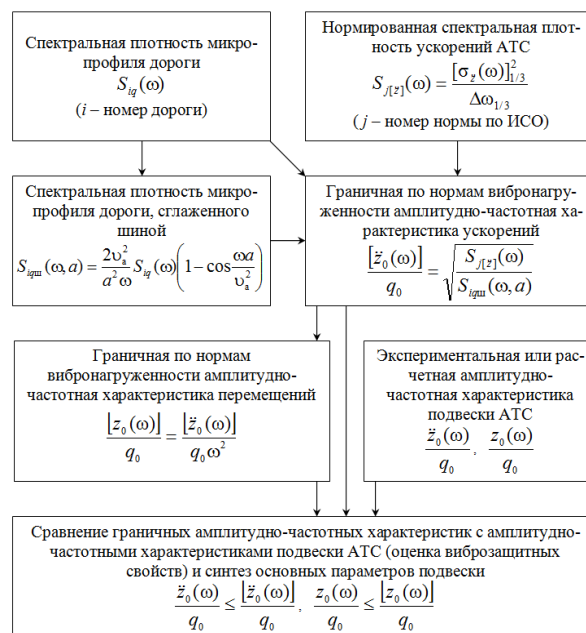


Рис. 1. Алгоритм оценки виброзащитных свойств подвески ТС по нормам виброн нагруженности:  $v_a$  – скорость автомобиля;  $a$  – длина пятна контакта шины с дорогой;  $q_0$  – амплитуда возмущающего синусоидального воздействия;  $z_0$  и  $\ddot{z}_0$  – амплитуды вертикальных перемещений и ускорений подрессоренной массы



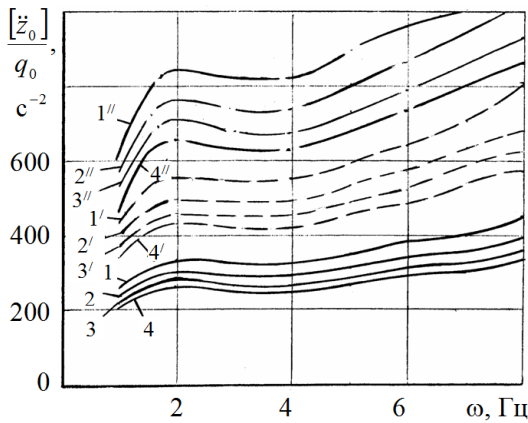


Рис. 2. Граничные АЧХ ускорений поддрессоренной массы при движении автомобилей по асфальтированному шоссе со скоростью: 1, 1' и 1'' - 40 км/ч в течение 8, 4 и 2 ч; 2, 2' и 2'' - 50 км/ч в течение 8, 4 и 2 ч; 3, 3' и 3'' - 70 км/ч в течение 8, 4 и 2 ч; 4, 4' и 4'' - 90 км/ч в течение 8, 4 и 2 ч

На рис. 3 показаны экспериментальные АЧХ вертикальных ускорений передней и задней поддрессоренных масс грузовых автомобилей, полученные на барабанном стенде с амплитудой изменения высот неровностей  $\pm 10$  мм [10]. Здесь также нанесены некоторые граничные передаточные функции ускорений.

Из сравнения графиков на рис. 3 следует, что ни один грузовой автомобиль не удовлетворяет нормам виброн нагруженности при движении по разбитой грунтовой дороге даже со скоростью 10 км/ч в течение 2-х часов. Нормы выполняются только для автомобиля ГАЗ-66 при его движении по цементобетону со скоростью 50 км/ч в течение 8-ми часов или по асфальту со скоростью 70 км/ч в течение 2-х часов.

При построении граничных АЧХ значения спектральной плотности микропрофиля брались из таблиц или из графиков [11].

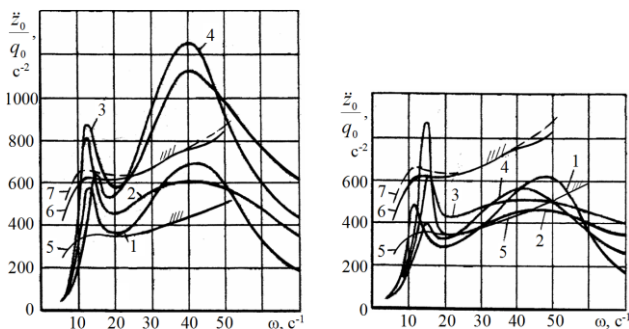


Рис. 3. Экспериментальные и граничные АЧХ вертикальных ускорений грузовых автомобилей с номинальной нагрузкой в кузове для поддрессоренных масс: а – передней; б – задней; 1 – ГАЗ-66; 2 – ЗИЛ-157К; 3 – КраЗ-214; 4 – Урал-375; 5, 6 и 7 – граничные АЧХ ускорений по норме ИСО: 5 – при движении по разбитой грунтовой дороге со скоростью 10 км/ч в течение 2-х часов, 6 – по цементобетонному шоссе со скоростью 50 км/ч в течение 8-ми часов; 7 – по асфальтированному шоссе со скоростью 70 км/ч в течение 2-х часов

Затем рассчитывалась спектральная плотность  $S_{i_{q_{\text{ш}}}}(\omega, a)$  микропрофиля, «сглаженного» шиной, которая и использовалась для дальнейших расчетов и построений. При построении графиков использовалась также нормированная спектральная плотность ускорений  $S_{j[\ddot{z}]}(\omega)$ , которая рассчитывается на основе допустимых виброускорений СТ ИСО 2631-74 [12]. Далее по основному уравнению статистической динамики для различных условий движения определялись граничные по нормам виброн нагруженности АЧХ вертикальных ускорений поддрессоренной массы  $\frac{[\ddot{z}_0]}{q_0}(\omega)$ , и строились их графики.

Недостатком данных результатов использования методики является то, что граничные АЧХ построены графическим методом, который требует больших временных затрат и имеет низкую точность. Поэтому для совершенствования данной методики в статье предлагается методика аналитического определения граничных АЧХ вертикальных колебаний поддрессоренных масс ТС по параметрам микропрофиля дороги и нормам виброн нагруженности, которая позволит по известной характеристике микропрофиля дороги, задавшись временем и скоростью движения, получить искомые граничные АЧХ, обеспечивающие соблюдение норм, быстро и с высокой точностью.

#### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ СПЕКТРАЛЬНОЙ ПЛОТНОСТИ МИКРОПРОФИЛЯ ДОРОГИ

Микропрофиль дороги можно представить в виде случайной функции его длины  $Q(l)$ , а возмущающее воздействие, оказываемое дорожным профилем на автомобиль при его движении – в виде случайной функции времени  $Q(t)$ .

Микропрофиль дороги рассматривается как стационарная случайная функция, для которой математическое ожидание и дисперсия постоянны, и как эргодическая функция, для которой ее отдельная реализация на бесконечном промежутке полностью определяет свойства самой случайной функции.

Способ получения спектральной плотности дисперсий микропрофиля основан на предварительном вычислении соответствующей корреляционной функции. Корреляционную функцию  $k_q(\lambda)$  дорожного микропрофиля практически можно получить в виде оценки  $\hat{k}_q(\lambda)$  по достаточно длинной его реализации.

Корреляционную функцию на участке  $(-L/2; +L/2)$  можно разложить в ряд Фурье:

$$k_q(\lambda) = \sum_{k=0}^{\infty} D_k \cos \omega_k^* \lambda, \quad (1)$$

с коэффициентами

$$D_0 = \frac{1}{L} \int_{-L/2}^{L/2} k_q(\lambda) d\lambda, \quad D_k = \frac{2}{L} \int_{-L/2}^{L/2} k_q(\lambda) \cos \omega_k^* \lambda d\lambda \quad \text{при } k \neq 0. \quad (2)$$

где  $\omega_k^* = k \frac{2\pi}{L}$ .

Коэффициенты  $D_k$  являются одновременно дисперсиями случайных величин  $U_k$  и  $V_k$  в каноническом спектральном разложении случайной функции  $Q(l)$  с нулевым математическим ожиданием:

$$Q(l) = \sum_{k=0}^{\infty} (U_k \cos \omega_k^* l + V_k \sin \omega_k^* l). \quad (3)$$

Спектральное разложение случайной функции представляет собой разложение на гармонические колебания с частотами  $\omega_0^* = 0$ ,  $\omega_1^*$ ,  $\omega_2^* = 2\omega_1^*$ ,  $\omega_3^* = 3\omega_1^*$  и т. д. и амплитудами, являющимися случайными величинами. Каждой гармонике соответствует своя дисперсия  $D_k$ .

Под спектральной плотностью случайной функции понимают плотность спектра дисперсий ее разложения, то есть зависимость приходящейся на единицу измерения частоты дисперсии гармоники, составляющей функцию, от ее частоты. Спектральная плотность дисперсий рассчитывается по известной корреляционной функции:

$$S_{D_q}(\omega^*) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} k_q(\lambda) \cos \omega^* \lambda d\lambda. \quad (4)$$

Случайную функцию  $Q(l)$  с нулевым математическим ожиданием можно представить в виде спектрального разложения в комплексной форме:

$$Q(l) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} W_k e^{j\omega_k^* l}, \quad (5)$$

где  $W_k$  – случайные величины.

В комплексной форме можно представить и корреляционную функцию случайной функции  $Q(l)$ :

$$k_q(\lambda) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} D_k^* e^{j\omega_k^* \lambda}, \quad (6)$$

$$\text{где } D_k^* = \frac{D_k}{2} = \frac{1}{L} \int_0^L k_q(\lambda) e^{-j\omega_k^* \lambda} d\lambda. \quad (7)$$

Спектральная плотность дисперсий в комплексной форме:

$$S_{D_q}^*(\omega^*) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} k_q(\lambda) e^{-j\omega^* \lambda} d\lambda \quad (8)$$

При моделировании динамики движения автомобиля используют зависимость ординаты микропрофиля от времени  $Q(t)$ . Сделаем замену

$$l = Vt, \quad \lambda = V\tau, \quad \omega_k \tau = \omega_k^* \lambda. \quad (9)$$

Здесь  $\omega_k = k \frac{2\pi V}{L}$ . В этом случае случайная функция

$Q(t)$  с нулевым математическим ожиданием:

$$Q(t) = \sum_{k=0}^{\infty} (U_k \cos \omega_k t + V_k \sin \omega_k t), \quad (10)$$

где  $U_k$  и  $V_k$  – те же случайные величины, которые участвуют в каноническом разложении случайной функции  $Q(l)$ .

Разложение корреляционной функции  $k_q(\tau)$  в ряд Фурье:

$$k_q(\tau) = \sum_{k=0}^{\infty} D_k \cos k \frac{2\pi V}{L} \tau = \sum_{k=0}^{\infty} D_k \cos \omega_k \tau, \quad (11)$$

$$\text{где } D_0 = \frac{V}{L} \int_{-L/2V}^{L/2V} k_q(\tau) d\tau, \quad D_k = \frac{2V}{L} \int_{-L/2V}^{L/2V} k_q(\tau) \cos \omega_k \tau d\tau. \quad (12)$$

Поскольку дисперсии  $D_k$  характеризуют случайные величины  $U_k$  и  $V_k$ , они могут быть получены по формулам (2).

Спектральная плотность дисперсий

$$S_{D_q}(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} k_q(\tau) \cos \omega \tau d\tau. \quad (13)$$

Случайная функция, ее корреляционная функция и спектральная плотность дисперсий в комплексной форме

$$Q(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} W_k e^{j\omega t}, \quad (14)$$

$$k_q(t) = \sum_{k=-\infty}^{+\infty} D_k^* e^{j\omega_k t}, \quad (15)$$

$$\text{где } D_k^* = \frac{D_k}{2} = \frac{V}{L} \int_0^L k_q(\tau) e^{-j\omega_k \tau} d\tau, \quad (16)$$

$$S_{D_q}^*(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} k_q(\tau) e^{-j\omega \tau} d\tau, \quad (17)$$

Спектральная плотность в комплексной форме  $S_{D_q}^*(\omega)$

в отличие от спектральной плотности  $S_{D_q}(\omega)$  распространяется и на область отрицательных частот. В области положительных частот справедливо равенство:

$$S_{D_q}(\omega) = 2S_{D_q}^*(\omega). \quad (18)$$

При определении спектральной плотности на первом этапе производят замеры дорожного профиля и вычисляют статистические значения корреляционной функции  $\hat{k}_q(\lambda_k)$ . После этого полученные дискретные значения аппроксимируют гладкой функцией  $k_q(\lambda)$ . Затем, задавшись скоростью движения  $V$ , в этих формулах принимают  $\lambda = V\tau$ . При этом получают зависимость  $k_q(\tau)$ . На последнем этапе вычисляют спектральную плотность в обычной форме по формуле (13) или в комплексной форме по формуле (17).

#### АНАЛИТИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ НОРМИРОВАННОЙ СПЕКТРАЛЬНОЙ ПЛОТНОСТИ УСКОРЕНИЙ ДЛЯ ЗАДАННЫХ УСЛОВИЙ ДВИЖЕНИЯ

Для оценки транспортной вибрации используют три нормы: I) граница комфорта; II) граница снижения производительности труда от транспортной усталости; III) предельно допустимый уровень вибрационного воздействия, обеспечивающий безопасность и здоровье.

При оценке вибронгруженности транспортных средств за основу принята граница снижения производительности труда от транспортной усталости (норма II), выраженная в виде среднеквадратических виброускорений (в м/с<sup>2</sup>), определяемых формулами:

– для вертикальных колебаний:

$$[\sigma_{\ddot{z}}^{\text{II}}] = 2,8k_{v_z}k_{t_z}; \quad (19)$$

– для горизонтальных колебаний:

$$[\sigma_{\ddot{x}, \ddot{y}}^{\text{II}}] = 2k_{v_{x,y}}k_{t_{x,y}}, \quad (20)$$

где  $k_{v_{x,y}}$  и  $k_{t_{x,y}}$  – весовые коэффициенты, учитывающие, соответственно, частоту и время воздействия (некоторые значения весовых коэффициентов для среднегеометрических значений третьоктавных полос частот представлены в таблице 1).

Таблица 1

Средне-геометрическая частота, Гц	$k_{v_z}$	$k_{v_x}, k_{v_y}$	Время воздействия	$k_{t_z}$	$k_{t_x}, k_{t_y}$
1,00	2,00	1,00	1 мин	1,00	1,00
1,25	1,79	1,00	16 мин	0,75	0,75
2,00	1,41	1,00	25 мин	0,63	0,63
3,15	1,11	1,59	1 ч	0,42	0,42
5,00	1,00	2,50	2,5 ч	0,25	0,25
8,00	1,00	4,00	4 ч	0,19	0,177
12,50	1,59	6,25	8 ч	0,11	0,11
20,00	2,50	10,00	16 ч	0,056	0,075
31,50	4,00	15,90	24 ч	0,04	0,15

На границе комфорта (норма I)

– для вертикальных колебаний:

$$[\sigma_{\ddot{z}}^{\text{I}}] = 0,317[\sigma_{\ddot{z}}^{\text{II}}] = 0,8876k_{v_z}k_{t_z}; \quad (21)$$

– для горизонтальных колебаний:

$$[\sigma_{\ddot{x}, \ddot{y}}^{\text{I}}] = 0,317[\sigma_{\ddot{x}, \ddot{y}}^{\text{II}}] = 0,634k_{v_{x,y}}k_{t_{x,y}}. \quad (22)$$

При предельно допустимом уровне вибрационного воздействия (норма III)

– для вертикальных колебаний:

$$[\sigma_{\ddot{z}}^{\text{III}}] = 2[\sigma_{\ddot{z}}^{\text{II}}] = 5,6k_{v_z}k_{t_z}; \quad (23)$$

– для горизонтальных колебаний:

$$[\sigma_{\ddot{x}, \ddot{y}}^{\text{III}}] = 2[\sigma_{\ddot{x}, \ddot{y}}^{\text{II}}] = 4k_{v_{x,y}}k_{t_{x,y}}. \quad (24)$$

Изменение десятичных логарифмов весовых коэффициентов в третьоктавных полосах частот в зависимости от частоты возмущения при постоянном времени воздействия носит кусочно-линейный характер: до значения среднегеометрической частоты 4 Гц десятичные логарифмы линейно снижаются; в диапазоне 4–8 Гц они постоянны; начиная со значения среднегеометрической частоты 8 Гц – линейно растут. По этой причине среднеквадратические значения виброускорений оценивают в белых или децибелах.

Среднеквадратические значения виброускорений в децибелах (дБ) связаны с соответствующими значениями в м/с<sup>2</sup> зависимостью:

$$y = 20 \lg \frac{[\sigma_{\ddot{z}}]}{10^{-6}}. \quad (25)$$

Отсюда среднеквадратические значения виброускорений в м/с<sup>2</sup>

$$[\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{y}{20}-6}, \quad (26)$$

дисперсии виброускорений в м<sup>2</sup>/с<sup>4</sup>

$$[D_{\ddot{z}}] = [\sigma_{\ddot{z}}]^2 = 10^{\frac{y}{10}-3}, \quad (27)$$

Среднегеометрическое значение частоты в  $i$ -м диапазоне

$$\bar{\nu}_i = \sqrt{0,5} \cdot \sqrt{2^{\frac{i-1}{3}} \cdot 2^{\frac{i}{3}}} = \sqrt{2^{\frac{i-1}{3}} \cdot 2^{\frac{i}{3}} \cdot 2^{-1}} = \sqrt{2^{\frac{2i-4}{3}}} = 2^{\frac{i-2}{3}}; \quad (28)$$

$$i = 3 \log_2 \bar{\nu} + 2.$$

Как правило, первым третьоктавным диапазоном частот при оценке виброускорений принимают диапазон частот (в Гц)  $\sqrt{0,5} \div \sqrt{0,5} \cdot 2^{\frac{1}{3}}$ .

На шкале частот значению частоты  $\nu = \sqrt{0,5}$  Гц (левая граница первого диапазона) соответствует число  $x = 0$  логарифмической шкалы частот, где  $x$  определяется выражением

$$\nu = \sqrt{0,5} \cdot 2^{\frac{x}{3}} = 2^{\frac{2x-3}{6}}. \quad (29)$$

Обратная зависимость  $x(\nu)$  имеет вид:

$$x = 3 \log_2 \nu + 1,5. \quad (30)$$

На основе приведенных нормативов по сохранению производительности труда получим зависимости нормативных значений вертикальных среднеквадратических виброускорений в дБ от частот  $x$  в логарифмической системе изменения:

– для 8 часов

$$\left. \begin{aligned} y &= 117,5 - x \quad \text{при } x < 7,5; \\ y &= 110 \quad \text{при } 7,5 \leq x \leq 10,5; \\ y &= 89 + 2x \quad \text{при } x > 10,5, \end{aligned} \right\} \quad (31)$$

– для 4 часов

$$\left. \begin{aligned} y &= 122 - x \quad \text{при } x < 7,5; \\ y &= 114,5 \quad \text{при } 7,5 \leq x \leq 10,5; \\ y &= 93,5 + 2x \quad \text{при } x > 10,5, \end{aligned} \right\} \quad (32)$$

– для 1 часа

$$\left. \begin{aligned} y &= 129 - x \quad \text{при } x < 7,5; \\ y &= 121,5 \quad \text{при } 7,5 \leq x \leq 10,5; \\ y &= 100,5 + 2x \quad \text{при } x > 10,5. \end{aligned} \right\} \quad (33)$$

Тогда зависимости нормативных значений среднеквадратических виброускорений в м/с<sup>2</sup> от частот  $x$  в логарифмической системе изменения и зависимости нормативных значений дисперсий виброускорений в м<sup>2</sup>/с<sup>4</sup> от частот  $x$  в логарифмической системе изменения:

– для 8 часов

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_{\ddot{z}}] &= 10^{\frac{117,5-x}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{117,5-x}{10}-12} \quad \text{при } x < 7,5; \\ [\sigma_{\ddot{z}}] &= 10^{\frac{110}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 0,1 \quad \text{при } 7,5 \leq x \leq 10,5; \\ [\sigma_{\ddot{z}}] &= 10^{\frac{89+2x}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{89+2x}{10}-12} \quad \text{при } x > 10,5, \end{aligned} \right\} \quad (34)$$

$$\left. \begin{aligned} & \text{— для 4 часов} \\ & [\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{122-x}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{122-x}{10}-12} \quad \text{при } x < 7,5; \\ & [\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{114,5}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{114,5}{10}-12} \quad \text{при } 7,5 \leq x \leq 10,5; \\ & [\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{93,5+2x}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{93,5+2x}{10}-12} \quad \text{при } x > 10,5, \end{aligned} \right\} (35)$$

$$\left. \begin{aligned} & \text{— для 1 часа} \\ & [\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{129-x}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{129-x}{10}-12} \quad \text{при } x < 7,5; \\ & [\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{121,5}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{121,5}{10}-12} \quad \text{при } 7,5 \leq x \leq 10,5; \\ & [\sigma_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{100,5+2x}{20}-6}, [D_{\ddot{z}}] = 10^{\frac{100,5+2x}{10}-12} \quad \text{при } x > 10,5. \end{aligned} \right\} (36)$$

Необходимо учитывать, что указанные зависимости  $[\sigma_{\ddot{z}}](x)$  и  $[D_{\ddot{z}}](x)$  нельзя воспринимать буквально, поскольку как среднеквадратическое значение, так и дисперсия виброускорения, при заданной частоте являются бесконечно малыми величинами. Поэтому эти зависимости относятся не к точкам  $x$ , а, в соответствии с нормами виброускорений, к интервалам  $(x-0,5; x+0,5)$ , которым соответствуют интервалы частот

$$\left( \sqrt{0,5 \cdot 2^{\frac{x-0,5}{3}}}; \sqrt{0,5 \cdot 2^{\frac{x+0,5}{3}}} \right) = \left( 2^{\frac{x-2}{3}}; 2^{\frac{x-1}{3}} \right). \quad (37)$$

Для перехода к норме I (граница комфорта) в формулах (42) – (44) умножаем  $[\sigma_{\ddot{z}}]$  на 0,317 (соответственно,  $[D_{\ddot{z}}]$  умножаем на  $0,317^2$ ), а для перехода к норме III (граница безопасности здоровья) умножаем  $[\sigma_{\ddot{z}}]$  на 2 (соответственно,  $[D_{\ddot{z}}]$  умножаем на 4).

Спектральная плотность дисперсий в  $i$ -м интервале частот представляет собой отношение суммарной дисперсии в этом интервале к ширине интервала:

$$S_{[D_{\ddot{z}}]_i} = \frac{[D_{\ddot{z}}]_i}{\Delta\omega_i}, \quad (38)$$

где

$$\Delta\omega_i = 2\pi\Delta\nu_i = 2\pi \cdot \left( \sqrt{0,5 \cdot 2^{\frac{i}{3}}} - \sqrt{0,5 \cdot 2^{\frac{i-1}{3}}} \right) = 2\pi \cdot \left( 2^{\frac{2i-3}{6}} - 2^{\frac{2i-5}{6}} \right).$$

Тогда непрерывную зависимость нормативной спектральной плотности дисперсий от среднегеометрической частоты  $\bar{\nu}$  третьоктавной полосы можно представить как зависимость нормативной спектральной плотности дисперсий от частоты в Гц:

$$S_{[D_{\ddot{z}}]}(\nu) = S_{[D_{\ddot{z}}]}(\bar{\nu}) = \frac{[D_{\ddot{z}}](\bar{\nu})}{2\pi \cdot \left( 2^{\frac{x-1}{3}} - 2^{\frac{x-2}{3}} \right)}. \quad (39)$$

где

$$x = 3\log_2 \bar{\nu} + 1,5. \quad (40)$$

Заменив ось абсцисс  $O\nu$  на  $O\omega$ , где  $\omega = 2\pi\nu$ , получим зависимость нормативной спектральной плотности дисперсий от частоты в рад/с  $S_{[D_{\ddot{z}}]}(\omega)$ .

Полученная спектральная плотность может быть «сглажена» шиной по приведенной во введении формуле.

#### МЕТОДИКА ПОСТРОЕНИЯ ГРАНИЧНЫХ АМПЛИТУДНО-ЧАСТОТНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК

Если автомобиль с системой поддрессоривания представлен в виде линейной колебательной системы, то эту колебательную систему можно рассмотреть как линейный преобразователь входного сигнала (дорожного воздействия) в выходной сигнал (колебания кузова). Если входной сигнал представлен в виде спектральной плотности дисперсий вертикальных перемещений профиля под колесом автомобиля  $S_{D_q}(\omega)$ , то, зная коэффициент передачи (коэффициент динамичности) колебательной системы  $K_z(\omega)$ , можно определить спектральную плотность дисперсий вертикальных перемещений кузова  $S_{D_z}(\omega)$ :

$$S_{D_z}(\omega) = K_z^2(\omega) \cdot S_{D_q}(\omega). \quad (41)$$

Аналогично, задавшись спектральной плотностью дисперсий вертикальных ускорений профиля под колесом автомобиля  $S_{D_{\ddot{q}}}(\omega)$ , можно определить спектральную плотность дисперсий вертикальных ускорений кузова  $S_{D_{\ddot{z}}}(\omega)$ :

$$S_{D_{\ddot{z}}}(\omega) = K_z^2(\omega) \cdot S_{D_{\ddot{q}}}(\omega). \quad (42)$$

Здесь

$$S_{D_{\ddot{q}}}(\omega) = \omega^4 S_{D_q}(\omega). \quad (43)$$

Можно также решить обратную задачу: по известным спектральным плотностям  $S_{D_q}(\omega)$  и  $S_{D_z}(\omega)$  определить коэффициент динамичности колебательной системы. Если при этом задана нормативная спектральная плотность  $S_{[D_{\ddot{z}}]}(\omega)$ , то будет получена нормативная зависимость коэффициента динамичности от частоты:

$$[K_z(\omega)] = \sqrt{\frac{S_{[D_{\ddot{z}}]}(\omega)}{S_{D_{\ddot{q}}}(\omega)}}, \quad (44)$$

по которой строятся нормативные АЧХ перемещений.

При необходимости могут быть построены нормативные АЧХ ускорений по зависимости:

$$[K_{\ddot{z}}(\omega)] = \sqrt{\frac{S_{[D_{\ddot{z}}]}(\omega)}{S_{D_q}(\omega)}}. \quad (45)$$

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

1. Дано описание методики оценки виброзащитных свойств подвески транспортного средства в заданных условиях эксплуатации по нормам вибронгруженности, которую предложил профессор И.М. Рябов.

2. Выявлены недостатки графического построения по данной методике граничных АЧХ, которое требует больших временных затрат и имеет низкую точность.

3. Для совершенствования данной методики в статье предложено аналитическое определение граничных АЧХ вертикальных колебаний поддрессоренных масс ТС по параметрам микропрофиля дороги и нормам вибронгруженности.

4. Усовершенствованная методика позволит быстро и с высокой точностью по известной характеристике микропрофиля дороги, задавшись временем и скоростью движения, получить искомые граничные АЧХ, обеспечивающие соблюдение норм.

5. Методика может быть использована для оценки виброзащитных свойств существующих и проектируемых подвесок транспортных средств. Методика также облегчает задачу подбора значений параметров подвески в процессе их регулирования в подвесках, регулируемых в зависимости от условий движения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Рябов И. М. Повышение эксплуатационных качеств АТС на основе синтеза амортизаторов, пневмогидравлических рессор и колёс с улучшенными эксплуатационными свойствами: Дис... д-ра техн. наук.-Волгоград, 1999.-395 с.

2. Рябов И.М. Оценка виброн нагруженности водителя и пассажиров маршрутного такси ГАЗ-322132 с учётом условий эксплуатации / И.М. Рябов, В.В. Новиков, К.В. Чернышов, М.М. Гасанов, М.Ш. Абдуллаев, Ш.Д. Гечекбаев // Грузовик &. - 2009. - № 8. - С. 2-5.

3. Новиков В.В. Повышение виброзащитных свойств подвесок АТС за счет изменения структуры и характеристик пневмогидравлических рессор и амортизаторов: Дис... д-ра техн. наук.-Волгоград, 2005.-448 с.

4. Новиков В.В. Оценка виброзащитных свойств подвески АТС / В.В. Новиков, И.М. Рябов // Справочник. Инженерный журнал. - 2004. - №12. - С. 61-64.

5. Новиков В.В. Синтез параметров подвески АТС по граничным передаточным функциям для различных условий движения / В.В. Новиков, И.М. Рябов // Справочник. Инженерный журнал. - 2005. - №1. - С. 56-58.

6. Новиков В.В. Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография / В.В. Новиков, И.М. Рябов, К.В. Чернышов; ВолгГТУ. - Волгоград, 2009. - 338 с.

7. Регулируемые пневматические и пневмогидравлические рессоры подвесок автотранспортных средств : монография / А. В. Поздеев, В. В. Новиков, А. С. Дьяков, А. В. Похлебин, И. М. Рябов, К. В. Чернышов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2013. – 244 с.

8. Яценко Н. Н. Плавность хода грузовых автомобилей / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. – М.: Машиностроение, 1969. – 219 с.

9. Колебания автомобиля. Испытания и исследования / Я. М. Певзнер, Г. Г. Гридасов, А. Д. Конев и др.; Под ред. Я. М. Певзнера. – М.: Машиностроение, 1979. – 208 с.

10. Стенды для испытания подвесок наземных транспортных средств : учеб. пособие.(гриф) . Доп. УМО вузов по университетскому политехническому образованию / В.В. Новиков, И.М. Рябов, А.С. Дьяков, А.В. Поздеев, А.В. Похлебин; ВолгГТУ. - Волгоград, 2013. – 114 с.

11. Novikov V. V. Research and testing complex for analysis of vehicle suspension units / V. V. Novikov, A. V. Pozdeev, A. S. Diyakov // Procedia Engineering. Vol. 129 : International Conference on Industrial Engineering (ICIE-2015) / ed. by A.A. Radionov. – [Elsevier publishing], 2015. – P. 465-470.

12. Яценко Н. Н. Форсированные полигонные испытания грузовых автомобилей. – М.: Машиностроение, 1984. – 328 с.

13. Шупляков В. С. Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля / В. С. Шупляков. – М.: Транспорт, 1974. – 328 с.

14. Вибрации в технике. Т. 6. Защита от вибраций и ударов / Под ред. К. В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981. – 456 с.

## Improvement of the Evaluation Method of Suspension Vibration Isolation Properties Under the Vibration Load Norms

Chernyshov K. V., Ryabov I. M., Pozdeev A. V.

Volgograd State Technical University  
Volgograd, Russian Federation

chernykv@rambler.ru, rjabov1603@mail.ru, pozdeev.vstu@gmail.com

**Abstract.** The article is devoted to improving the methodology for the analytical determination of the boundary frequency-response characteristics (FRC) of the vertical vibrations of the sprung masses of vehicles according to the parameters of the microprofile of the road and the norms of vibration load. A description is given of a method for evaluating the vibration isolation properties of a vehicle suspension under specified operating conditions according to vibration load standards. An algorithm for evaluating the vibration isolation properties of a vehicle suspension according to vibration load standards is presented. The drawbacks of graphical construction using the given technique of boundary frequency response are revealed. An improved tech-

nique can be applied to cars with linear suspensions and suspensions, the linearization of which is permissible in the modes of operation of the car. The improved method will allow obtaining the sought limit FRCs, providing the compliance with norms fast and with high accuracy, using the known characteristics of the road microprofile, time and velocity. The methodology also facilitates the task of selecting the values of the suspension parameters in the process of their regulation in suspensions, adjustable depending on the conditions of movement.

**Keywords:** vehicle suspension, road microprofile, microprofile spectral density, boundary frequency-response characteristics.

# Повышение эффективности служебных торможений автомобиля применением ДВС с улучшенной характеристикой мощности механических потерь

Рябов И.М., Аль-Сумайдаи Ф. Р., Титов И.М.  
Волгоградский государственный технический университет  
Волгоград, Российская Федерация  
rjabov1603@mail.ru, farqad485@gmail.com, tiwadstake@gmail.com

**Аннотация.** Статья посвящена повышению эффективности служебных торможений автомобиля за счет применения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) с улучшенной характеристикой мощности механических потерь, что может дать существенный экономический эффект. При служебных торможениях рабочей тормозной системой автомобиль, как правило, тормозится с постоянным замедлением, к которому водитель привыкает, поэтому малоэффективное торможение двигателем, вызывает у него желание применить рабочую тормозную систему, а двигатель отключить от трансмиссии. Предложен метод получения характеристик мощности механических потерь в ДВС обеспечивающих постоянное замедление автомобиля на передачах при служебных торможениях. Выявлено, что для обеспечения постоянного замедления автомобиля при служебных торможениях ДВС необходимо, чтобы мощность механических потерь в процессе торможения снижалась менее интенсивно (только в 2 раза), чем у существующих двигателей (в 4 раза). Реализация полученных улучшенных характеристик мощности механических потерь ДВС возможна за счет повышения насосных потерь двигателя.

**Ключевые слова:** автомобиль, служебное торможение, торможение двигателем внутреннего сгорания, механические потери, характеристика мощности.

## ВВЕДЕНИЕ

Служебное торможение – это снижение скорости автомобиля до полной остановки или до необходимого значения с небольшим замедлением в пределах  $0,8...2,5 \text{ м/с}^2$ . Это наиболее часто применяемый вид торможения автомобиля, который составляет 95...97 % от всех случаев торможения [1-13], поэтому основной износ тормозных колодок и дисков в условиях городского движения, происходит при служебных торможениях.

Происходящее в последнее время повышение скорости движения автомобилей и их кинетической энергии приводит в городских условиях к значительному увеличению работы торможения, а также к пропорциональному росту интенсивности износа тормозных колодок. Например, в Российской Федерации разрешено увеличение скорости движения в городах на 20 км/ч (с 60 до 80 км/ч). При этом кинетическая энергия автомобиля повышается на 78 %, что ведет к увеличению значительному увеличению нагрузки на тормозную систему автомобиля, снижению ее надежности и повышению затрат ресурсов на замену тормозных

колодок дисков и барабанов, особенно у автомобилей с интенсивной эксплуатацией, например, такси [14-15].

Колодки на современных автомобилях на передних дисковых тормозах изнашиваются 50 тысяч километров, а на задних барабанных примерно через 100 тысяч км пробега в городских условиях. Для снижения нагрузки на тормозную систему автомобиля целесообразно при служебных торможениях использовать в качестве тормоза-замедлителя двигатель внутреннего сгорания (ДВС), который способен создавать тормозной момент вследствие механических потерь.

Технология торможения двигателем очень проста. Водитель снимает ногу с педали газа и закрывает дроссельную заслонку, чем переводит ДВС в режим торможения автомобиля. При этом ведущие колеса становятся тормозными, они посредством трансмиссии передают тормозной момент на двигатель, причем замедление автомобиля происходит тем сильнее, чем выше обороты мотора. Лучше всего ДВС тормозит, когда стрелка тахометра находится в пределах 4-5 тысяч оборотов. Поэтому при отпуске педали газа на 80 км/ч на легковом такси можно включать третью передачу, а при снижении скорости до 60 км/ч можно включать вторую передачу. При этом, замедление автомобиля будет заметным, а нагрузка на трансмиссию допустимой, и даже меньшей, чем при интенсивных разгонах. Опытные водители считают, что торможение двигателем полезно по трем причинам. Во-первых, это позволяет экономить топливо, поскольку у современных автомобилей подача топлива при торможении двигателем отключается. Во-вторых, лучше работает вакуумный усилитель, что снижает усилие на тормозную педаль при подключении тормозов. Третья причина – это хорошая смазка мотора, поскольку при высоких оборотах масляный насос лучше прогоняет масло через все каналы, двигатель лучше смазывается и охлаждается. Снимаются локальные перегревы, вызванные дефицитом смазки.

Однако тормозной момент ДВС значительно меньше его крутящего момента, кроме того, он уменьшается при снижении частоты вращения коленчатого вала. Это является основной причиной низкой эффективности служебных торможений двигателем на высоких передачах. Кроме того, переключать передачи в процессе служебного торможения больше одного раза неудобно, в связи с чем, в настоящее время водители редко используют торможение

двигателем при служебных торможениях [1]. Поэтому повышение эффективности служебных торможений автомобиля за счет применения ДВС с улучшенной характеристикой мощности механических потерь может дать существенный экономический эффект [14], поэтому является актуальной задачей.

#### НЕДОСТАТКИ СУЩЕСТВУЮЩЕЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОЩНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВС

Мощность механических потерь поршневого двигателя  $N_M$  – это комплексный показатель величины сил трения в двигателе, который складывается из следующих составляющих:

$$N_M = N_T + N_{нас} + N_{пр}, \quad (1)$$

где  $N_T$  – мощность потерь на трение;  $N_{нас}$  – мощность насосных потерь;  $N_{пр}$  – потери мощности на привод вспомогательных механизмов.

Мощность потерь на трение в сопряжениях составляет до 75 % от мощности всех механических потерь. Главным образом эти потери приходятся на поршень и поршневые кольца (до 50 %), подшипники коленчатого вала (до 24 %) и незначительно на механизм газораспределения (до 10 %).

Мощность насосных потерь составляет до 20 % от всех механических потерь на то, чтобы всосать в цилиндр и вытолкнуть газы.

К вспомогательным механизмам относятся: жидкостный, масляный и топливный насосы, генератор, прерыватель-распределитель, вентилятор. Их суммарная мощность составляет до 10 % от мощности всех механических потерь.

На рис. 1 приведено распределение мощности механических потерь по основным узлам и агрегатам, как бензинового двигателя, так и дизельного.

Анализ рис. 1 показывает, что основные механические потери ДВС происходят в цилиндропоршневой группе и в кривошипно-шатунном механизме, причем у дизеля они несколько выше. Сравнение составляющих механических потерь бензинового и дизельного ДВС показывает, что они отличаются незначительно.

Известны несколько методов определения характеристик мощности механических потерь ДВС (рис. 2).

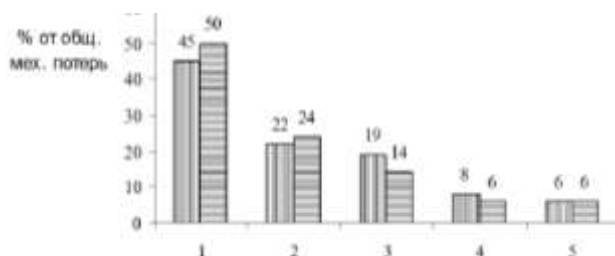


Рис. 1. Распределение мощности механических потерь по основным узлам и агрегатам бензинового ДВС (левый столбец) и дизельного ДВС (правый столбец): 1 – потери в цилиндропоршневой группе; 2 – потери в кривошипно-шатунном механизме; 3 – насосные потери энергии на газообмен; 4 – потери газораспределительном механизме; 5 – потери в навесных агрегатах



Рис. 2. Методы определения характеристик мощности механических потерь ДВС

Большинство этих методов предназначены для определения потерь мощности на трение на работающем с различной нагрузкой ДВС, с целью нахождения зависимости его механического КПД от различных факторов.

Для исследования тормозных свойств ДВС пригоден метод выбега, т.е. остановки после отключения подачи топлива. Этот метод простой, но имеет низкую точность, вследствие того, что в этом случае процесс нагружения двигателя не соответствует процессу его нагружения при служебном торможении автомобиля.

Наиболее точным методом определения мощности механических потерь двигателя при его работе в качестве тормоза-замедлителя при служебных торможениях является метод прокручивания коленчатого вала ДВС электродвигателем на специальной установке (рис. 3).

Характеристика суммарной мощности механических потерь ДВС формируется под действием различных факторов. На рис. 4 приведены зависимости мощности механических потерь от температуры ДВС (рис. 4 а), от частоты вращения коленчатого вала (рис. 4 б), а также времени обкатки (рис. 4 в).

Наибольший интерес представляет характеристика мощности механических потерь ДВС от частоты вращения коленчатого вала (рис. 4 б), поскольку время обкатки, начиная с некоторого значения, не влияет на суммарную мощность механических потерь, а температура ДВС автоматически поддерживается постоянной системой его охлаждения.

На рис. 5 приведены характеристики мощности механических потерь бензинового двигателя ЗМЗ-402.10 при использовании различного масла.

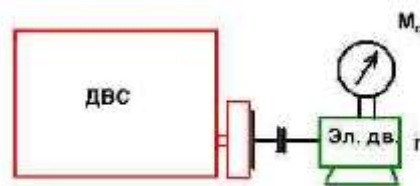


Рис. 3. Установка для определения мощности механических потерь ДВС методом прокручивания коленчатого вала электродвигателем с устройствами для измерения крутящего момента  $M_c$  и частоты вращения  $n$

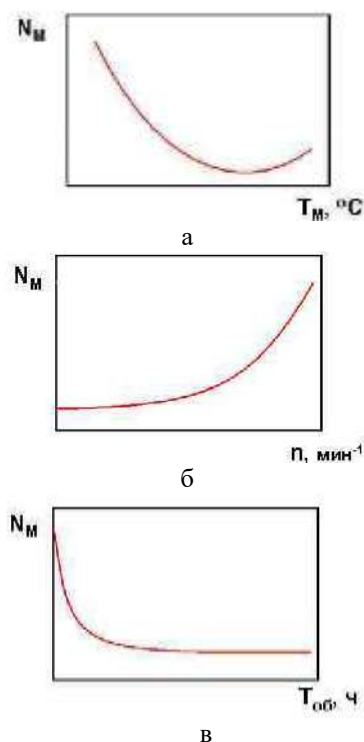


Рис. 4. Вид зависимостей мощности механических потерь от температуры охлаждающей жидкости ДВС (рис. 4 а), частоты вращения коленчатого вала (рис. 4 б), от времени обкатки (рис. 4 в)

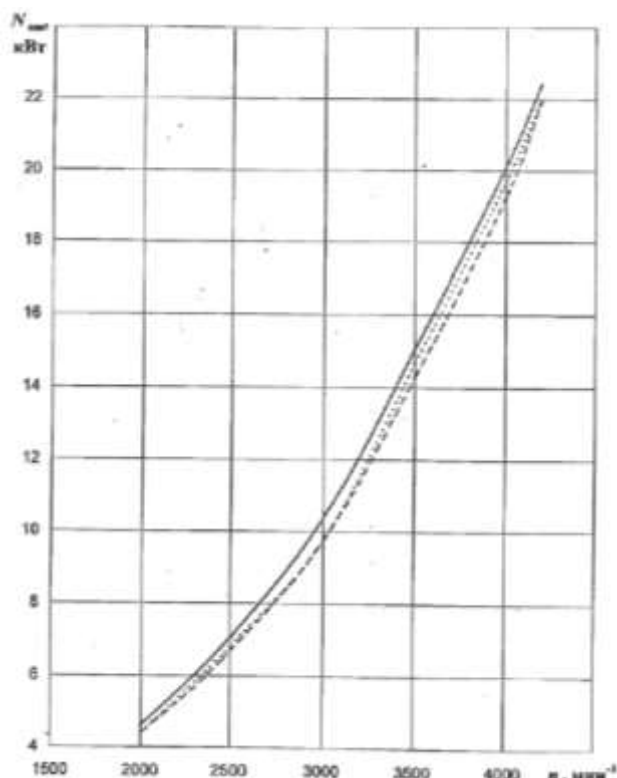


Рис. 5. Характеристика мощности механических потерь бензинового двигателя 3МЗ-402.10: сплошная линия – масло без добавления кондиционера металла FENOM; пунктирная линия - масло с 3 % кондиционера металла FENOM; точечная линия – последствие

Из рис. 5 видно, что используемое в ДВС масло мало влияет на характеристику мощности механических потерь. При снижении частоты вращения коленчатого вала двигателя в диапазоне от 4300 до 3000 оборотов в минуту характеристика практически линейная, а при дальнейшем снижении частоты вращения характеристика нелинейная, интенсивность снижения мощность механических потерь уменьшается. Например, если при торможении автомобиля двигателем частота вращения вала снизилась в 2 раза (с 4000 до 2000 оборотов в минуту), то мощность механических потерь уменьшается в 2,44 раза, в результате чего, в процессе торможения двигателем замедление автомобиля будет снижаться.

Замедление автомобиля по мере снижения его скорости будет уменьшаться в меньшей степени, чем мощность механических потерь, поскольку оно определяется тормозным моментом двигателя, который зависит как от мощности механических потерь, так и от частоты вращения вала, и определяется по формуле:

$$M_{ТД} = 9549 \text{ Нм} / n_e, \quad (2)$$

где  $M_{ТД}$  – тормозной момент двигателя (Нм);  $N_M$  – мощность механических потерь в ДВС (кВт);  $n_e$  – частота вращения вала двигателя (об / мин).

Тормозной момент двигателя совместно с моментом сил сопротивления в трансмиссии создают на ведущих колесах автомобиля тормозную силу  $F_{ТД}$ , которая зависит с учетом параметров можно определить по формуле [1]:

$$F_{ТД} = \frac{M_{ТД} i_{ТР}}{r_{Д} \eta_{ТР}} + \frac{b_i i_{ТР}^2 V_a}{r_{Д} r_{К} \eta_{ТР}}, \quad (3)$$

где  $M_{ТД}$  – момент трения в двигателе при минимальной угловой скорости;  $i_{ТР}$  – передаточное число трансмиссии;  $r_{Д}$  – динамический радиус колеса;  $V_a$  – скорость движения автомобиля;  $\eta_{ТР}$  – коэффициент полезного действия трансмиссии;  $r_{К}$  – радиус качения колеса;  $b_i$  – коэффициент повышения механических потерь от угловой скорости двигателя.

Кинематическая связь между скоростью (в км/ч) движения автомобиля и частотой вращения вала двигателя  $n_e$  (в об/мин) определяется следующим соотношением:

$$V_a = \frac{0,105 n_e r_{К}}{i_{ТР}}, \quad (4)$$

Вследствие того, что скорость начала торможения легкового автомобиля в городских условиях мала, а во время торможения уменьшается, то сопротивлением воздуха можно пренебречь. Тогда замедление движения автомобиля, вызываемое  $F_{ТД}$  на горизонтальном участке дороги можно определить по формуле:

$$a_{\tau} = F_{ТД} - F_{К} / \delta m_a, \quad (5)$$

где  $F_{К}$  – сила сопротивления качению колес;  $\delta$  – коэффициент учета вращающихся масс;  $m_a$  – масса автомобиля.

$$F_{К} = f m_a g, \quad (6)$$

где  $f$  – коэффициент трения качения колес;  $g$  – ускорение свободного падения.

Используя формулы (3-6) получим выражение для определения замедления автомобиля при торможении двигателем:



$$a_{\tau} = \frac{1}{\delta m_{\delta}} \left( \frac{M_{TD0} i_{TR}}{r_D \eta_{TR}} + \frac{b_1 i_{TR}^2 V_a}{r_D r_{K'} \eta_{TR}} - f m_{\delta} g \right) \quad (7)$$

Используя формулы (2-6) получим выражение для определения мощности механических потерь в ДВС от скорости движения автомобиля при торможении двигателем:

$$M_{TD} = \frac{i_{TR} V_a}{1003} \left( \frac{M_{TD0} i_{TR}}{\eta_{TR}} + \frac{b_1 i_{TR}^2 V_a}{r_{K'} \eta_{TR}} - f m_{\delta} g \right) \quad (8)$$

На рис. 6 построены зависимости замедлений легкового автомобиля при торможении двигателем на I, II, III и IV передачах (сплошные линии) и характеристики мощности механических потерь в ДВС (пунктирные линии) от скорости движения.

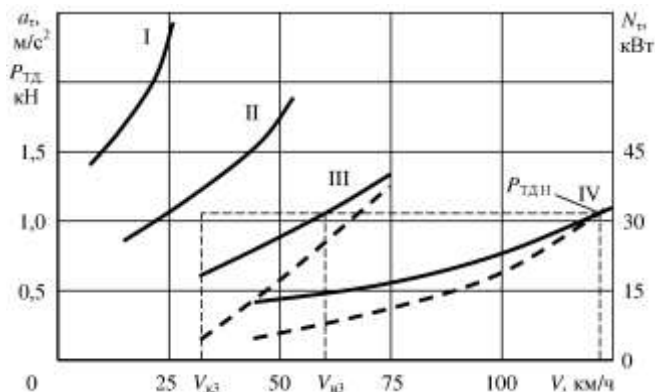


Рис. 6. Существующие зависимости замедлений автомобиля в процессе его торможения двигателем на I, II, III и IV передачах (сплошные линии) и мощности механических потерь в ДВС (пунктирные линии) от скорости движения

Анализ рис. 6 показывает, что полученные характеристики мощности механических потерь в ДВС (пунктирные линии) резко снижаются при уменьшении скорости, движения автомобиля (величина мощности механических потерь при снижении частоты вращения коленчатого вала ДВС уменьшается более чем в 4 раза). Это приводит к тому, что в процессе торможения двигателем на I, II, III и IV передачах тормозная сила двигателя и замедление автомобиля (сплошные линии) значительно уменьшаются (в 2 и более раз). Таким образом, в настоящее время служебное торможение автомобилей ДВС неэффективно, поскольку при этом замедление автомобиля уменьшается мало и оно уменьшается по мере снижения скорости. Ведь при служебных торможениях рабочей тормозной системой автомобиль, как правило, тормозит с постоянным замедлением, к которому водитель привыкает. Поэтому независимое от водителя снижение интенсивности замедления автомобиля при торможении двигателем, вызывает у него желание применить рабочую тормозную систему, а двигатель отключить от трансмиссии.

#### УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МОЩНОСТИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДВС

Поэтому для повышения эффективности служебных торможений автомобиля ДВС в первую очередь необходимо улучшить характеристику мощности его механических потерь с целью получения постоянного замедления при служебных торможениях двигателем.

Такие характеристики можно получить из условия:

$$a_{\tau} = \frac{1}{\delta m_{\delta}} \left( \frac{M_{TD0} i_{TR}}{r_D \eta_{TR}} + \frac{b_1 i_{TR}^2 V_a}{r_D r_{K'} \eta_{TR}} - f m_{\delta} g \right) = \text{const} \quad (9)$$

Улучшенные характеристики мощности механических потерь в ДВС, обеспечивающие постоянное замедление автомобиля, приведены на рис. 7 и рис. 8 (линия а, б, с). Сравнение рис. 6 с рис. 7 с рис. 8 показывает, что характеристики мощности механических потерь в ДВС (пунктирные линии), которые обеспечивают постоянную тормозную силу двигателя на IV и III передачах не так резко снижаются при уменьшении скорости, движения автомобиля.

В этом случае, величина мощности механических потерь (при снижении частоты вращения коленчатого вала ДВС до частоты вращения на холостом ходу), уменьшается только в 2 раза.

Улучшенные характеристики мощности механических потерь в ДВС, обеспечивающие постоянное замедление автомобиля, приведены на рис. 7 и рис. 8 (линия а, б, с).

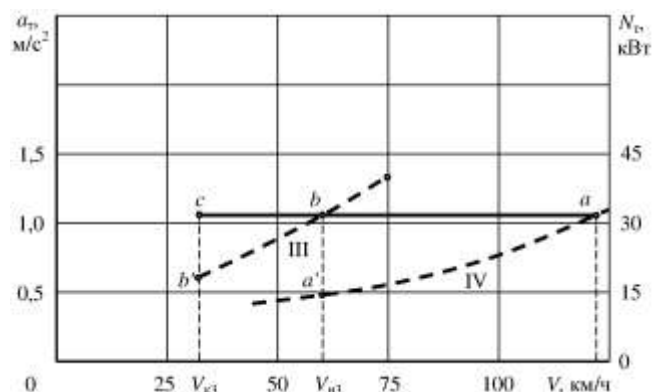


Рис. 7. Улучшенные зависимости мощности механических потерь в ДВС от скорости движения (пунктирные линии а, а1 и б, б1), обеспечивающие постоянное замедление автомобиля в процессе его торможения двигателем (сплошная линия а, б, с) при переходе с IV на III передачу

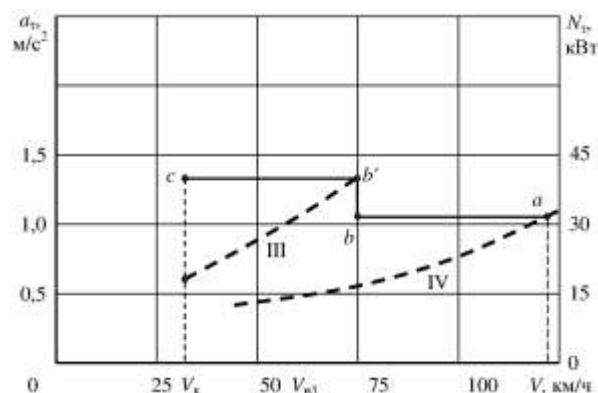


Рис. 8. Улучшенные зависимости мощности механических потерь в ДВС от скорости движения (пунктирные линии), обеспечивающие ступенчатое постоянное замедление автомобиля в процессе его торможения двигателем (сплошные линии) при переходе с IV на III передачу

На рис. 9 приведены улучшенные зависимости мощности механических потерь в ДВС от скорости движения

(пунктирные линии), обеспечивающие в процессе торможения автомобиля двигателем постоянное замедление  $1,1 \text{ м/с}^2$  (сплошная линия  $a, б, с$ ) и  $2,5 \text{ м/с}^2$  (сплошная линия  $d, e, f$ ) при переходе с IV на III передачу.

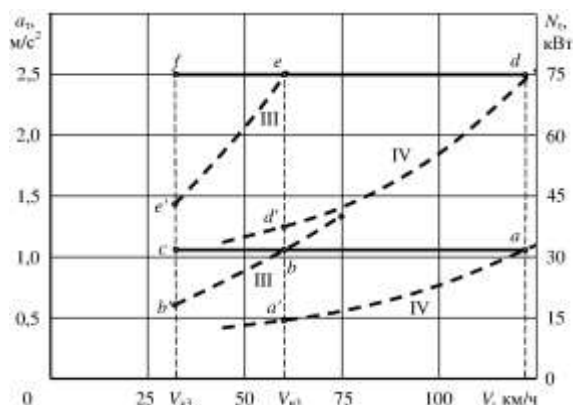


Рис. 9. Улучшенные зависимости мощности механических потерь в ДВС от скорости движения (пунктирные линии), обеспечивающие в процессе торможения автомобиля двигателем постоянное замедление  $1,1 \text{ м/с}^2$  (сплошная линия  $a, б, с$ ) и  $2,5 \text{ м/с}^2$  (сплошная линия  $d, e, f$ ) при переходе с IV на III передачу

Анализ рис. 9 показывает, при обеспечении в процессе торможения автомобиля двигателем постоянного повышенного замедления  $a_t = 2,5 \text{ м/с}^2$  (рис. 9) требуется такое же относительное снижение мощности механических потерь в ДВС от скорости движения, как и в предыдущих случаях (пунктирные линии).

Реализовать новые характеристики мощности механических потерь в ДВС, обеспечивающие повышение эффективности служебных торможений двигателем можно путем использования специальных способов повышения насосных потерь.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

1. Характеристики мощности механических потерь в современных ДВС резко снижаются при уменьшении частоты вращения вала, поэтому в процессе служебного торможения двигателем на I, II, III и IV передачах тормозная сила двигателя и замедление автомобиля значительно уменьшаются при снижении скорости движения (в 2 и более раз).

2. При служебных торможениях рабочей тормозной системой автомобиль, как правило, тормозится с постоянным замедлением, к которому водитель привыкает, поэтому малоэффективное торможение двигателем, вызывает у него желание применить рабочую тормозную систему, а двигатель отключить от трансмиссии.

3. Предложен метод получения характеристик мощности механических потерь в ДВС обеспечивающих постоянное замедление автомобиля на передачах при служебных торможениях.

4. Выявлено, что для обеспечения постоянного замедления автомобиля при служебных торможениях ДВС необходимо, чтобы мощность механических потерь в процессе торможения снижалась менее интенсивно (только в 2 раза), чем у существующих двигателей (в 4 раза).

5. Реализовать полученные улучшенные характеристики мощности механических потерь ДВС можно за счет повышения насосных потерь двигателя.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кравец В.Н. Теория автомобиля: учебник / В.Н. Кравец; Нижегород. гос. технич. ун-т им Алексева. – 2-е изд., переработ. – Нижний Новгород, 2013. – 413 с.

2. Путинцев С.В. Механические потери в поршневых двигателях: специальные главы конструирования, расчета и испытаний / Уч. пособие по дисциплине «Специальные главы конструирования и САПР». Москва, 2011 МГТУ им. Н.Э. Баумана.

3. Путинцев С.В. Снижение механических потерь в автотракторных двигателях внутреннего сгорания: дис. д-ра техн. наук. М., 1997. – 390 с.

4. Литвинов А.С., Фаробин Я.Е. Автомобиль: Теория эксплуатационных свойств. М.: Машиностроение, 1989. – 240 с.

5. Карелина М.Ю. Исследование влияния наноструктурирования поверхностей трибосопряжений на эксплуатационные характеристики двигателей / М.Ю. Карелина, С.М. Гайдар, А.В. Пыдрин // Грузовик. – 2015. – № 2. – С. 29-37.

6. Повышение износостойкости узлов трения / Гайдар С.М., Карелина М.Ю., Петровская Е.А., Зиятдинов Э.А. // Труды ГОСНИТИ. 2016. Т. 122. С. 40-47.

7. Патент № 171808. Устройство для измерения силы трения в цилиндро-поршневой группе поршневых машин / С.В. Путинцев. – Бюл. № 6. – 1992. – С. 169.

8. Сунь Лисинь. Методика и результаты исследования потерь на трение в подшипниках кривошипно-шатунного механизма поршневого двигателя: Дисс. ... канд. техн. наук.-М., 2004.-116 с.

9. Райков И.Я. Испытания двигателей внутреннего сгорания: Учебник для вузов. –М., Высшая школа, 1975. – 320 с.

10. Методика исследования и расчета механических потерь поршневых двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие / Л.А. Захаров, В.Л. Химич, В.Н. Зетрин, И.Л. Захаров. Н. Новгород: НГТУ, 1998. – 32 с.

11. Ждановский Н.С. Механические потери автотракторных двигателей и способы их экспериментального определения // Сб. ЛИМЭСХ. 1940. – Вып. 5.

12. Лучинский Н.Д. Потери на трение в поршневых двигателях // Вестник машиностроения. – 1949. – №3.

13. Кочаров Е.П. Исследование механических потерь в быстроходном двигателе автотракторного типа: Автореф. дис. . канд. техн. наук. JL, 1973.-23 с.

14. Рябов И.М. Оценка ресурсосбережения при использовании ДВС автомобиля в качестве тормоза-замедлителя при служебных торможениях / И.М. Рябов, Аль-Сумайдаи Ф.Р. / Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт № 4 (21) / Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2019. – С. 33-37.

15. Рябов И.М. Особенности механических потерь в ДВС и их влияние на процесс торможения автомобиля двигателем/ И.М. Рябов, Аль-Сумайдаи Ф.Р. / Энерго- и ресурсосбережение: промышленность и транспорт № 4 (29) / Волгоградский государственный технический университет. – Волгоград, 2019. – С. 37-43.

---

---

# Car Service Braking Efficiency Increase Due To the Improvement of the Characteristics of Mechanical Loss Power

Ryabov I. M., Al-Sumaidae F. R., Titov I. M.

Volgograd State Technical University

Volgograd, Russian Federation

rjabov1603@mail.ru, farqad485@gmail.com, tiwadstake@gmail.com

*Abstract.* The article is devoted to increasing the efficiency of service braking of the car through the use of an internal combustion engine (ICE) with an improved characteristic of the power of mechanical losses, which can give a significant economic effect. During service braking by the working braking system, the car, as a rule, brakes with a constant deceleration, which the driver gets used to, therefore the inefficient braking by the engine makes him want to use the working braking system and disconnect the engine from the transmission. A method is proposed for obtaining the characteristics of the power of mechanical losses in the internal combustion engine providing constant deceleration

of the car in gears under service braking. It was found that to ensure constant deceleration of the car during internal combustion engine braking, it is necessary that the power of mechanical losses during braking is reduced less intensively (only 2 times) than existing engines (4 times). Implementation of the obtained improved characteristics of the power of mechanical losses of internal combustion engines is possible due to increased pump losses of the engine.

*Keywords:* car, service braking, braking by an internal combustion engine, mechanical losses, power characteristic

# Исследование процесса граничного трения в случае периодического роста/срыва заторможенной части смазочного слоя

Фоминов Е.В., Шучев К.Г., Алиев М.М.

Донской Государственный Технический Университет

Ростов-на-Дону, Россия

fominoff83@mail.ru, cshuchev53@mail.ru, m\_aliev62@mail.ru

**Аннотация.** Данная работа посвящена изучению параметров процесса граничного трения в случае периодического роста/срыва заторможенной части смазочного слоя. На трибометре, реализующем схему трения «палец-диск», экспериментально исследована трибосистема, склонная к нестабильному росту толщины смазочного слоя с течением времени. Установлено, что наиболее благоприятными с точки зрения динамики трения являются те этапы формирования смазочной плёнки, на которых наблюдается возрастание интенсивности роста  $l$  заторможенного слоя (или максимальные значения этого параметра) при наименьших темпах увеличения интенсивности разрушения  $m$ . На этапе наиболее нестабильного состояния трибосистемы процесс трения характеризуется снижением интенсивности роста  $l$  на фоне резкого возрастания интенсивности разрушения  $m$ , что приводит к срыву наибольшей доли заторможенного слоя и значительным флуктуациям силы трения.

**Ключевые слова:** граничный смазочный слой, эволюция трибосистемы, надмолекулярная самоорганизация.

## ВВЕДЕНИЕ

В соответствии с современным представлением *граничный смазочный слой* (ГСС) является квазикристаллическим [1,2], квазитвёрдым телом [3], состоящим из адсорбированных молекул смазочного материала и обладающим аномальными, отличными от объёмных, свойствами [4-6]. Молекулы ГСС имеют склонность к самоорганизации, имеющей, в том числе, и временной характер [7,8], в результате чего с течением времени может существенно изменяться его толщина. Граничный слой представляет собой сложную динамическую структуру, существующую исключительно в условиях трения и формирующуюся за счёт протекания двух конкурирующих процессов – роста и разрушения [9-11].

В соответствии с подходом, подробно описанным в работах [12,13], граничный смазочный слой можно представить состоящим из двух частей: 1) **зона свободного течения** толщиной  $\delta_1(\tau)$ , в которой происходит вязкая диссипация энергии трения, и свойства которой определяют величину силы трения; его толщина со временем стремится к некоторому минимальному значению  $\delta_1 \rightarrow \Delta_{min}$ , где  $\Delta_{min}$  – толщина *зоны свободного течения* смазки в момент перехода трибосистемы в стабильное состояние, когда ГСС можно считать сформировавшимся  $\Delta_{min} = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \delta_1(\tau)$ ,  $\tau$  – время; 2) **заторможенный слой** тол-

щиной  $\delta_2(\tau)$ , состоящий из определенным образом ориентированных сцепленных молекул смазки; величина этого слоя постепенно растёт во времени, асимптотически стремясь к стабильному значению  $\delta_2 \rightarrow \Delta_M$ , где  $\Delta_M$  – толщина *заторможенного слоя* в момент перехода трибосистемы в стабильное состояние,  $\Delta_M = \lim_{\tau \rightarrow \infty} \delta_2(\tau)$ . Таким образом, предельная толщина ГСС для стабильного состояния трибосистемы будет равна  $\Delta_0 = \Delta_{min} + \Delta_M$ .

Динамику формирования граничного смазочного слоя в [12,13] предлагается описать системой дифференциальных уравнений:

$$\frac{dp_1(\tau)}{d\tau} = -l \cdot p_1(\tau) + m \cdot p_2(\tau) ; \quad (1)$$

$$\frac{dp_2(\tau)}{d\tau} = l \cdot p_1(\tau) - m \cdot p_2(\tau) , \quad (2)$$

где  $p_1(\tau) = \delta_1(\tau)/\Delta_0$  – относительная толщина зоны свободного течения;  $p_2(\tau) = \delta_2(\tau)/\Delta_0$  – относительная толщина заторможенного слоя;  $l$  – интенсивность роста заторможенного слоя [с<sup>-1</sup>];  $m$  – интенсивность разрушения заторможенного слоя [с<sup>-1</sup>].

По своей форме уравнения (1,2) идентичны уравнениям динамики состояний одноканальной системы массового обслуживания с пуассоновским потоком запросов и экспоненциальным обслуживанием (уравнения Колмогорова – Чепмена) [14-16].

Оценка численных значений *интенсивностей роста  $l$  и разрушения  $m$*  заторможенного слоя производится с использованием экспериментальных данных, в результате анализа кривых, описывающих кинетику роста толщины смазочной плёнки во времени, по следующему выражению:

$$y(\tau) = \Delta_0 \cdot \left( \frac{l}{l+m} \cdot \exp[-(l+m) \cdot \tau] \right). \quad (3)$$

В зависимости от особенностей протекания процесса трения и формирования вторичных структур возможно или сближение трущихся тел, или их отдаление, или состояние, близкое к стационарному [9]. В реальных условиях может наблюдаться периодическое преобладание одного из описанных сценариев эволюции трибосистемы. Трибосистемы определённых конфигураций склонны к нестабильному формированию смазочных слоёв в режиме граничного/смешанного трения. В этом случае смазочный слой может достаточно быстро истираться после достижения им своей предельной толщины, или же происходит

срыв части слоя некоторой толщины с последующим восстановлением. Такие сценарии эволюции не позволяют трибосистеме достичь установившегося режима трения, обеспечивающего практическое безысходное состояние трибоконтакта, когда толщина смазочной пленки стабильна, а флуктуации коэффициента трения минимальны (стационарное состояние). Причиной срыва части смазочного слоя может являться деградация его свойств из-за недостаточной подпитки смазкой или температурных всплесков, слабая устойчивость к различным возмущающим факторам (например, внешние воздействия виброударного характера), слабая адгезия слоя с поверхностями трущихся тел, интенсивный процесс его формирования, приводящий к росту смазочной пленки выше предельно допустимой для данной трибосистемы толщины [17-20]. Срыв заторможенного слоя, как правило, сопровождается падением силы трения, вызываемым кавитационными явлениями в смазке [1]. С точки зрения динамики трения и изнашивания сценарии эволюции трибосистемы, характеризующиеся периодами роста/срыва части смазочного слоя являются нежелательными по причине дополнительной динамической нагрузки в трибоконтакте и увеличения вероятности непосредственного контакта трущихся поверхностей, что приводит к схватыванию, задирам и изнашиванию контактирующих тел [1]. Целью данной работы является исследование параметров процесса формирования смазочного слоя – интенсивности роста  $l$  и интенсивности разрушения  $m$  – при условии периодического роста/срыва заторможенной части ГСС; в этом случае параметры  $l$  и  $m$  будут изменяться с течением времени функционирования трибосистемы.

#### МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Параметры формирования смазочного слоя исследовались на трибометре Т-11 (Польша), реализующего схему трения «палец - диск». В ходе экспериментов фиксировались сила трения  $F$  и линейное сближение индентора с вращающимся контртелом  $y$  с течением времени  $\tau$ . Материал цилиндрического индентора диаметром 4 мм – быстрорежущая сталь Р18 ГОСТ 19265-73, материал контртела – полимер В МРТУ 6-05-988-66, смазка – авиационное масло МС-20 ГОСТ 21743-76, нормальная нагрузка  $P=40$  Н, скорость трения  $v=0,5$  м/с. Подача смазки осуществлялась однократно, наливом 5 мл масла в ванночку, ограничивающую вращающийся диск. Трибосистема такой конфигурации была выбрана исходя из предыдущего экспериментального опыта как склонная к нестабильному формированию смазочного слоя. Обработка экспериментальных данных производилась в автоматизированной программе по определению параметров  $l$  и  $m$ , написанной в MathCAD.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Показания датчика перемещения индентора  $y(\tau)$  и коэффициенты трения  $f(\tau)$  для описанной выше трибосистемы представлены на рис. 1. Кривая  $y(\tau)$  состоит из участков двух типов: на участках первого типа наблюдается прирост толщины смазочного слоя на величину  $a$ , второй

тип участков характеризуется последующим срывом некоторой части заторможенного слоя толщиной  $b$  (рис. 2). Такой характер формирования смазочной пленки является серьезным недостатком рассматриваемой трибосистемы, так как во время срыва части заторможенного слоя происходит резкое падение силы трения  $F$ , оценить флуктуации которой в этот момент можно по амплитуде  $A$  (рис. 2).

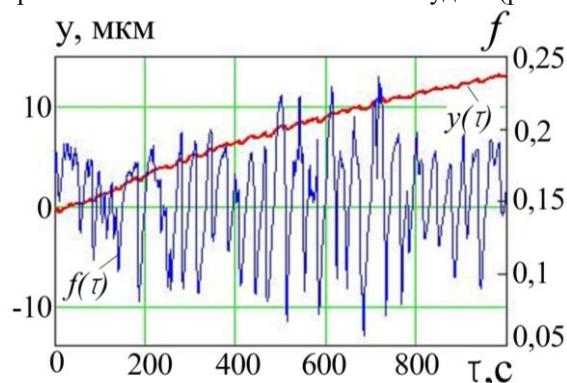


Рис. 1. Изменение толщины смазочной пленки  $y(\tau)$  и коэффициента трения  $f(\tau)$  с течением времени  $\tau$  в случае периодического роста – срыва части заторможенного слоя

За время проведения экспериментов (5 реализаций процесса при  $\tau=1000$  с) для трибосистемы данной конфигурации было зафиксировано от 22 до 30 случаев роста и последующего срыва части заторможенного слоя.

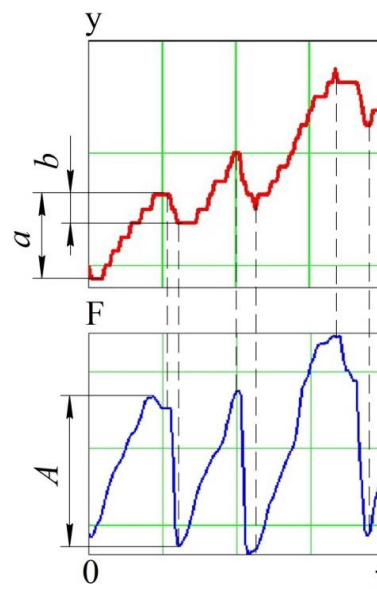


Рис. 2. Изменение толщины смазочной пленки  $y(\tau)$  и силы трения  $F(\tau)$  в случае периодического роста/срыва заторможенной части смазочного слоя

Для реализации, представленной на рис.1, число таких ярко выраженных периодов  $N=25$ . Значения интенсивности роста заторможенного слоя  $l$  и отношение параметров  $l$  и  $m$  для каждого  $i$ -го периода ( $i=1..N$ ) представлены на рис.3.

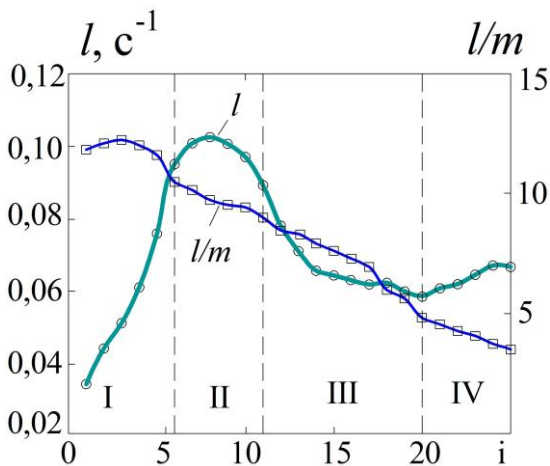


Рис. 3. Значение параметров  $l$  и  $l/m$  в случае периодического роста/срыва заторможенной части смазочного слоя для каждого  $i$ -го периода

На рис.3 можно выделить 4 основных этапа (I-IV) в эволюции трибосистемы в зависимости от изменения параметра  $l$  от номера периода  $i$ ; интенсивность разрушения  $m$  при этом возрастала на всём протяжении эксперимента, однако с различной скоростью на каждом их 4-х этапов.

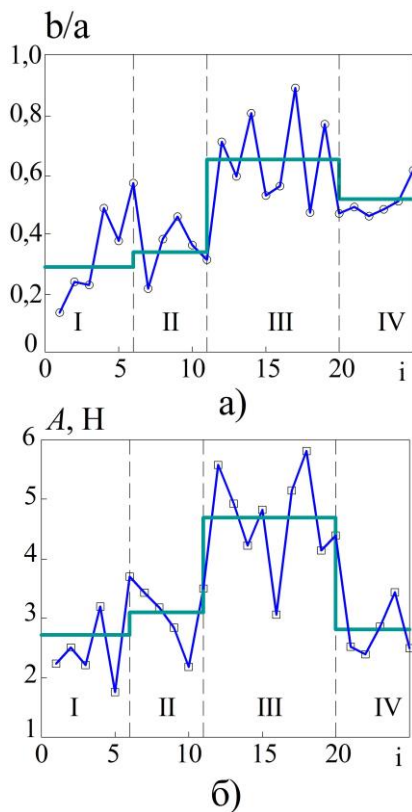


Рис. 4. Характеристики процесса граничного трения в случае периодического роста/срыва заторможенной части смазочного слоя

Скорость изменения параметра  $m$  оценивалась по углу наклона к оси абсцисс прямых, представляющих собой линейную регрессию точек экспериментальных данных на каждом участке (на рис. 3 не указаны). Отношение толщин  $b/a$ , а также значения амплитуд силы трения  $A$  в момент срыва части смазочного слоя, представлены на рис. 4, средние значения этих параметров на каждом этапе указаны сплошным горизонтальным отрезком.

Из рис. 3, 4 видно, что наиболее благоприятными в формировании смазочной плёнки являются этапы I, II и IV: интенсивность роста заторможенного слоя  $l$  в этом случае обнаруживает тенденцию к увеличению (этапы I, IV) или достигает максимальных значений (этап II), срыву подвержена меньшая часть приросшего за каждый  $i$ -ый период заторможенного слоя, а флуктуации силы трения минимальны. Этап III характеризуется снижением параметра  $l$  на фоне наиболее быстрого роста интенсивности разрушения  $m$ . Протекание процесса трения в этом случае сопровождается срывом более значительной части заторможенного слоя, что приводит к резким скачкам силы трения. Эта стадия формирования граничной смазочной плёнки является наиболее опасной в эволюции рассматриваемой трибосистемы с точки зрения возникающих колебаний и возможного повреждения трущихся поверхностей. Затем, после прохождения этапа III, состояние трибосистемы стабилизируется, толщина слоя приближается к максимальной, флуктуации коэффициента трения снижаются. Одним из возможных способов снижения негативного воздействия процессов, наблюдаемых во время III этапа, может быть подача дополнительной дозы смазочного материала определённого объёма в момент времени, соответствующий границе перехода со II-го на III-й этап; это предположение следует в дальнейшем проверить экспериментально.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Экспериментально исследован процесс граничного трения для трибосистемы, в которой процесс формирования смазочной плёнки характеризуется периодическим ростом-срывом части заторможенного слоя. Установлено, что в зависимости от значений интенсивности роста  $l$  и интенсивности разрушения  $m$  заторможенного слоя для каждого периода роста-срыва части заторможенного слоя процесс эволюции может быть разделён на несколько этапов. Наиболее благоприятными с точки зрения динамики трения являются этапы, на которых было зафиксированы максимальные значения интенсивности роста  $l$  заторможенного слоя, или этот параметр обнаруживает тенденцию к росту. На этапе, когда наблюдается снижение интенсивности роста  $l$  заторможенного слоя на фоне максимального роста интенсивности его разрушения  $m$ , процесс граничного трения характеризовался значительными флуктуациями силы трения. Одним из возможных вариантов уменьшения негативных последствий от особенностей протекания процесса трения на данном этапе может стать искусственное вмешательство в эволюцию трибосистемы, например, подача в некоторый момент дополнительной порции смазки; это предположение в дальнейшем следует проверить экспериментально.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Боуден Ф.П. Трение и смазка твердых тел. / Ф.П. Боуден, Д. Тейбор; пер. с англ.; под ред. И.В. Крагельского. – М.: Машиностроение, 1968. – 543 с.
2. Буяновский И.А. Наноструктурированные углеродные покрытия–ориентанты и их взаимодействие с граничными смазочными слоями / И.А. Буяновский, В.А. Левченко, З.В. Игнатъева и др. // Трение и износ. – 2009. – Т. 30, № 6. – С. 569-574.
3. Ахматов А.С. Граничный смазочный слой как квазитвердое тело / А.С. Ахматов // Сборник трудов II-ой Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. – М.–Л.: Изд-во АН СССР, 1949. – Т. III. – С. 144-154.
4. Дерягин Б.В. Исследования профиля скоростей и вязкости граничных слоёв методом сдувания / Б.В. Дерягин, Е.Ф. Пичугин // Сборник трудов II-ой Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. – М.–Л.: Изд-во АН СССР, 1947. – Т. I. – С. 103-110.
5. Bhushan V. Nanotribology: friction, wear and lubrication at the atomic scale / V. Bhushan, U. Landman, J. Israelachvili // Nature. – 1995. – №374. – P. 607-616.
6. Georges J.-M. Some surface aspects of tribology / J.-M. Georges // New directions in Tribology; Ed. by I.M. Hutchings. – Bury, St. Edmunds and London: MEP, 1997. – P. 67-82
7. Кравчик К. Попытка выявления самоорганизации динамических структур смазочной среды в зоне трения с использованием идеализированных моделей / К. Кравчик // Вестник Донского государственного технического университета. – 2001. – Т. 1, № 4(10). – С. 54-62.
8. Кравчик К. Трибологическая идентификация самоорганизации при трении со смазкой: дис. ... д-ра техн. наук. – Ростов н/Д., 2000. – 282 с.
9. Крагельский И.В. Основы расчетов на трение и износ. / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. – М.: Машиностроение, 1977. – 526 с.
10. Фролов К.В. Современная трибология: итоги и перспективы. / К.В. Фролов. – М.: Издательство ЛКИ, 2008. – 480 с.
11. Гаркунов Д.Н. Триботехника: учеб. для вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. / Д.Н. Гаркунов. – М.: Изд-во МСХА, 2002. – 632 с.
12. Рыжкин А.А. Динамическая модель граничного смазочного слоя/ А.А. Рыжкин, К.Г. Шучев, Е.В. Фоминов // Труды Южного научного центра Российской академии наук. Том 2: Физика. Механика. Техника. Под ред. академика Г.Г. Матишова. – Ростов-на-Дону: Изд-во ЮНЦ РАН, 2007. – Т. II. – С. 140-149.
13. Рыжкин А.А. Динамика процесса образования-разрушения граничного смазочного слоя/ А.А. Рыжкин, К.Г. Шучев, Е.В. Фоминов // Труды VIII Международной научно-технической конференции по динамике технологических систем в трех томах (Ростов-на-Дону, 10-12 октября 2007 г.). – Ростов-на-Дону: Изд-во ДГТУ, 2007. – Т. I. – С. 42-46.
14. Ивченко Г.И. Теория массового обслуживания: учеб. пособие для вузов. / Г.И. Ивченко, В.А. Каштанов, И.Н. Коваленко. – М.: Высшая школа, 1982. – 256 с.
15. Острейковский В.А. Теория надежности: учеб. для вузов. / В.А. Острейковский. – М.: Высш. шк., 2008. – 463 с.
16. Smith D. Reliability, Maintainability and Risk: practical methods for engineers. – 8th Edition / D. Smith. – Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2011. – 436 p.
17. Boure Ph. Formation of Boundary Lubricating Layers With Water-Based Lubricant in a Concentrated Elastohydrodynamic Contact / Ph. Boure, D. Mazuyer, J.-M. Georges, A. A. Lubrecht, G. Lorentz // Journal of Tribology. – 2002. – №124. – P. 91-102
18. Furey M.J. Surface temperature in sliding contact / M.J. Furey // ASLE Trans. – 1964. – №7. – P. 133-146.
19. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя / Г. Шлихтинг. – М.: Наука, 1969. – 744 с.
20. Frewing J. J. The heat of adsorption of long-chain compounds and their effect on boundary lubrication/ J. J. Frewing // Proceedings of Royal Society, London, 1944. – Ser. A, Vol. 1944(182), № 990. – P. 270-287.

# The Process of Boundary Friction in the Case of Periodic Growth/Disruption of the Delayed Part of the Lubricating Layer

Fominov E.V., Shuchev C.G., Aliev M.M.

Don State Technical University  
Rostov-on-Don, Russia

fominoff83@mail.ru, cshuchev53@mail.ru, m\_aliev62@mail.ru

**Abstract.** The process of boundary friction in the case of periodic growth/disruption of the delayed part of the lubricating layer was investigated. The tribosystem prone to unstable growth of delayed lubricating layer thickness over time was studied using tribometre, which implemented a scheme of friction 'pin on disk'. It has been established that the most favorable in terms of friction dynamics are those stages of the lubricating layer formation, where there is high rates of increase in the growth intensity  $l$  (or maximum values of this parameter) at the time of the least rates of increase in the destruction intensity  $m$ . At the most unstable state of the tribosystem the

friction process is characterized by a decrease in the growth intensity  $l$  against the background of a sharp increase in the destruction intensity  $m$ , which leads to the disruption of the largest share of the delayed layer and significant frictional forces fluctuations.

**Keywords:** boundary lubricating layer, tribosystem evolution, supramolecular selforganization.

# Анализ влияния пленкообразующих смазочных материалов на несущую способность конструкционных материалов для опор скольжения

Поляков С.А., Кулешова Е.М.

Московский государственный технический университет  
им. Н.Э. Баумана  
Москва, Россия  
kuleshova.em@mail.ru

Поляков С.А., Куксенова Л.И.

Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН  
Москва, Россия  
serpol50z@rambler.ru

**Аннотация.** Рассмотрены методические основы формирования несущей способности поверхностей в опорах скольжения при использовании нанодисперсных добавок к смазочному материалу, которые позволяют расширить область допустимых эксплуатационных воздействий на эти узлы, повышая их триботехническую работоспособность. Даны примеры повышения параметров технического состояния исследуемых объектов.

**Ключевые слова:** опоры скольжения, наномодифицированные смазочные материалы, пленкообразование.

## ВВЕДЕНИЕ

Известно, что одним из основных критериев работоспособности опор скольжения (ОС) является минимально допустимая толщина смазочной пленки [1,2,3], разделяющей трущиеся поверхности. Однако в реальных условиях работы механическое воздействие на поверхность конструкционного материала ОС происходит в условиях, когда смазочная пленка не может разделить контактирующие детали.

Традиционные пути увеличения несущей способности ОС – подбор вязкостных свойств смазочного материала и конструкции узла трения, сегодня, в основном, исчерпали себя. Поэтому актуальной задачей является выбор новых способов повышения работоспособности ОС [4,5,6]. Одним из таких способов является разработка наномодифицированных смазочных материалов, действие которых на контактные поверхности приводит к процессу пленкообразования, позволяющему существенно повысить несущую способность материалов ОС в условиях граничной и смешанной смазки [5,7,8,9].

Целью данной работы является оценка влияния пленкообразующих смазочных материалов на адаптационные свойства конструкционных материалов ОС, позволяющие расширить область допустимых эксплуатационных воздействий на эти узлы, повысить их работоспособность.

## МЕТОДИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В работе были поставлены и реализованы эксперименты по синтезированию и лабораторным исследованиям некоторых смазочных композиций, включающих наномодифицированные коллоидные растворы, способствующие процессу адаптивного пленкообразования. [10,11,12].

В связи с этим для повышения эффективности процесса пленкообразования проводился процесс диспергирования в технологической жидкости, содержащей ингредиенты, необходимые для процесса коллоидообразования [13], например, раствор олеиновой кислоты в спирте при разной ее концентрации, и позволяющий контролировать процесс с помощью метода акустической спектроскопии, что дает возможность проводить процесс, практически, в любой технологической жидкости.

Пример проведения диспергирования с мобильным контролем дисперсности методом акустической спектроскопии показан на примере образцов, которые представляли собой мелкодисперсный порошок полититаната калия белого цвета в растворителе. Состав суспензии - 10 г полититаната + 95 мл изопропилового спирта + 5 мл олеиновой к-ты. Суспензия обрабатывалась ультразвуком с мощностью источника ультразвука 5 квт в течение 10 минут. Полученный коллоидный раствор исследовался на предмет распределения частиц полититаната калия по размерам. По результатам исследования построено распределение частиц. Измерение выполнено методом акустической (ультразвуковой) спектроскопии с использованием прибора PA Fast Sizer – 100. Пример распределения дан на рис. 1, по горизонтальной оси X – размер частиц (в микронах, логарифмическая шкала), по оси Y – объемная доля частиц данного размера (в процентах).

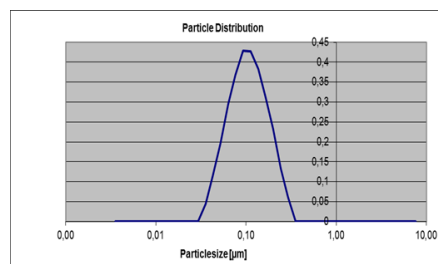


Рис.1. Распределение частиц полититаната калия по размерам

Кроме того, рассматривались другие возможности для улучшения процесса пленкообразования. Как отмечается в литературе [14], наличие высокой дисперсности твердой составляющей суспензии не является гарантией устойчивости и эффективности функционирования смазочной композиции. В частности, высокодисперсные металлические по-



рошки при отсутствии других компонент коллоидообразования не обеспечивают эффективного процесса пленкообразования и начинают проявлять себя только при достаточно высоких концентрациях [14]. В то же время, даже при отсутствии твердой составляющей в смазочной композиции процесс пленкообразования может давать заметный эффект при стимулировании трибополимеризации за счет образования радикалов из координационных соединений с последующим формированием шитых сетчатых высокомолекулярных структур, удерживающих жидкую составляющую смазочного материала у поверхности трения [15, 16].

В связи с этим исследовались возможности введения в получаемую суспензию пленкообразующих веществ, а также катализаторов, стимулирующих процесс пленкообразования [15, 16]. К таким веществам можно отнести, например, эпоксидную смолу, введение которой в суспензию серпентина может осуществляться в растворе легкоиспаряющейся жидкости, например, этилового спирта. Для ускорения процесса пленкообразования в суспензию может также вводиться катализатор пленкообразования. Для случая использования эпоксидной смолы таким катализатором может быть отвердитель, вводимый в смазочный материал также в растворенном виде. В случае использования других пленкообразующих веществ, например, глицерина, который легко разрушается при трении, образуя радикалы, в качестве катализатора используются соли жирных кислот, которые являются классическими катализаторами процесса полимерообразования.

Отметим, что в качестве пленкообразующего вещества могут быть использованы различные углеводородные жидкости. В частности, это может быть индустриальное масло, которое достаточно легко разрушается в процессе трения, как это было показано в [17]. Получаемые в результате разрушения радикалы и комплексы под каталитическим воздействием наночастиц (серпентина, ПТК и др.) и солей жирных кислот могут образовывать достаточно эффективные противоизносные пленки, прочно хемосорбированные с металлической поверхностью трущейся детали). То же относится и к моторным маслам, которые помимо углеводородов содержат также противоизносные присадки, действующие пленкообразующие.

В данной работе исследовалось масло М8 с добавкой нанодисперсного коллоидного раствора частиц полититаната калия (ПТК) в олеиновой кислоте с добавкой солей жирных кислот (СЖК), которое в таблице обозначено как (М8+ПТК+СЖК). Эта композиция сравнивалась с чистым маслом М8, а также индустриальным маслом (И20А) и таким же маслом с добавкой нанодисперсной суспензии серпентина в растворе солей жирных кислот, в “табл.” – (И20+СС+СЖК).

Процесс получения пленки происходил в ходе использования описанных выше смазочных композиций для смазывания пар трения типа “диск – три пальца” (диск – сталь, пальцы – латунь) в ходе триботехнических испытаний. Для испытаний сопряжений с кинематическим типом 2.1 по ГОСТ 23. 224-86 (то есть типа опорных подшипников скольжения) используется машина, известная в литературе под названием АЕ–5, у которой имеется возможность варьирования ряда факторов, в том числе, коэффициентов перекрытия и, как следствие, масштабных коэффициентов. Это позволяет регулировать температурные градиенты, возникающие в образцах в процессе работы, и влиять на

процессы ускорения изнашивания дополнительно к перечисленным выше факторам. Сказанное позволяет заключить, что данная машина полезна для исследования свойств антифрикционных материалов и сочетаний конструкционных и смазочных материалов, характерных для смазываемых опор скольжения. В ГОСТ 23.224–86 данная машина обозначена как установка для сравнительных испытаний по схеме «диск - три пальца». Использование масштабного коэффициента для данной модельной схемы испытаний в комплексе с условиями граничной смазки позволяет ускоренно определять интенсивность изнашивания материалов для подшипников скольжения.

Испытания состояли в проведении приработки в режиме “на грани заедания”, что позволяло оценить максимальную несущую способность испытываемого сопряжения, а также скорость роста этой нагрузочной способности в процессе приработки. Триботехнические испытания проводились в условиях граничной смазки при относительной скорости примерно 0,6 м/с и постоянной нагрузке, варьируемой в условиях приработки при испытаниях на износостойкость. Пальчиковые образцы диаметром 8 мм изготавливались из латуни ЛАС 53. Диск изготавливался из стали 45 твердостью 250 по шкале Викерса. Исходная шероховатость поверхностей трения всех образцов составляла в среднем примерно Ra 2,5. При проведении испытаний на прирабатываемость образец или контрообразец с помощью специального инструмента обрабатывались таким образом, чтобы контурная поверхность их взаимного прилегания при установке на испытательные машины составляла не менее 90% от номинальной расчетной поверхности контакта. Контроль прилегания осуществляли методом планиметрирования пятен контакта, обеспечивающим погрешность не более 10% от номинальной площади контакта. После завершения описанной выше подготовки, образцы испытывали. Первая из указанных операций – приработка. Для ее проведения в работе использована следующая методика. К образцам прикладывается непрерывно растущая нагрузка, скорость роста которой должна обеспечивать увеличение расчетного давления 0,3 МПа·с<sup>-1</sup>. Образцы доводятся до заедания и определяются значения давления, выше которого отмечается возрастание коэффициента трения и значение давления, при котором начинается заедание неприработанного образца с усреднением их значений по результатам не менее, чем 3-х испытаний в соответствии с ГОСТ 23.215–84. Возникновение заедания контролируется по значительному («катастрофическому») повышению силы трения и температуры с увеличивающейся скоростью роста.

Пример получения зависимости коэффициента трения от нагрузки по результатам испытаний индустриального масла с нанодисперсной минеральной добавкой и солями жирных кислот приводится на “рис. 2”.

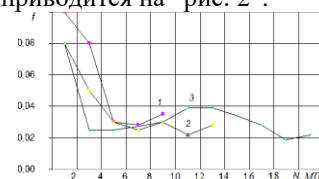


Рис. 2. Зависимость коэффициента трения от нагрузки при использовании смазочных материалов различных: №1 – И20А; №2 – И20+СС; №3 – И20А + СС + СЖК

Таблица  
Основные показатели прирабатываемости и нагрузочной

способности сопряжений для рассматриваемых смазочных композиций

Состав смазочного материала	Максимальная нагрузка не приработанного сопряжения $P_{mn}$ , МПа	Максимальная нагрузка приработанного сопряжения $P_{mp}$ , МПа	Показатели приработаемости П и (в скобках) скорости роста нагрузочной способности, $P_{мп}/b$ , МПа·с <sup>-1</sup>	Нагрузка, соответствующая минимуму коэффициента трения $P_{оп}$ , МПа
И20+СС+СЖК	10	30	0,66 (0,15)	18
М8+ПТК+СЖК	10	30	0,66 (0,125)	20
М8	12	20	0,4 (0,062)	12
И20А	6	9	0,33 (0,05)	6

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Качественное улучшение процесса пленкообразования позволило наблюдать новые синергетические эффекты при проведении триботехнических испытаний. Это, в первую очередь проявилось при измерении износа методом профилографирования, этот метод относится к наиболее достоверным методам измерения износа при лабораторных испытаниях, подробное изложение которого дается в ГОСТ 23.224–86. Обеспечивает погрешность измерения износа не более 0,001 мкм. В соответствии с результатами измерения износа оценивается и фактическая, полученная в результате измерений, интенсивность изнашивания. Эту величину определяют как отношение износа, выраженного в линейных единицах, например, микрометрах к длине пути трения, выраженного в тех же единицах. Суть метода сводится к получению профилограмм одного и того же участка поверхности до и после изнашивания, совмещению этих профилограмм и определению разниц высот профилей в соответствующих точках.

В результате профилографирования было обнаружено не уменьшение размера изнашиваемой детали, как это всегда наблюдается при испытаниях на износ, а наоборот – наращивание материала, то есть пленкообразование. Этот эффект иллюстрируют профилограммы, полученные до и после процесса пленкообразования и совмещенные с помощью компьютерной обработки. Они показаны на “рис. 3”.

Цифры у профилограмм указывают даты, в которые они были сняты (в промежутке между этими датами происходило испытание образца). По краям профилограмм расположены метки, размеры которых существенно превышают высоту шероховатости, в результате чего поверхности меток представлены, практически, вертикальными линиями.

На “рис. 4” и “рис. 5” показан анализ полученной пленки с помощью сканирующего туннельного микроскопа. Он позволил выявить два дополнительных эффекта. Первый – высокая степень выглаживания поверхности тре-

ния, что показано на “рис. 4”. В левой части рисунка представлен скан поверхности трения, в котором высота рельефа показана цветом (основной вариант программы), а в правой части то же самое изображение представлено в объемном виде. При этом по всем трем осям (X, Y, Z) дана масштабная сетка, которая позволяет оценить как размер отсканированной площадки (1,24×1,24 мкм<sup>2</sup>), так и изменения высоты рельефа, составляющие сотые доли мкм. Эффект выглаживания подтверждается также профилографированием, “рис. 3”.

Второй эффект – наличие на поверхности трения вещества, механизм электрической проводимости которого отличен от механизма проводимости основного материала поверхности трения (стали) [6,18]. Это наглядно видно из сопоставления двух вольт-амперных характеристик поверхности – до трения (линейный, “рис. 5а”), и после трения (нелинейный, с возможностью оценить критическое значение напряжения, при котором возникает проводимость, “рис.5б”). Изменение вида вольт-амперной характеристики прохождения тока через область контакта микронзонда с поверхностью образца указывает на возникновение в ряде областей трения при смазывании композицией с нанодисперсным составом пленки, механизм проводимости которой отличен от металлического, так как требует для проводимости определенного порога напряжения. Таким образом, экспериментально подтвержден синергетический эффект, получаемый в результате использования предложенного состава. Он проявляется в формировании пленки, возникающей в процессе трения, из составляющих смазочной композиции и позволяющей компенсировать износ пары трения и существенно повысить ее несущую способность, что было подтверждено триботехническими испытаниями.

Результаты триботехнических испытаний и оценки триботехнических показателей представлены в “табл.” и на “рис. 6”.

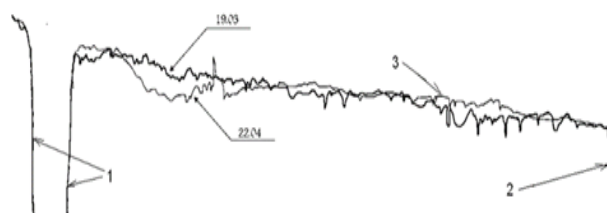


Рис. 3. Профилограммы, полученные до испытаний (19.03) и после испытаний на трение с процессом пленкообразования (22.03), совмещенные с помощью компьютерной обработки и снятые по коллинеарным меткам по ГОСТ 23.224-86. 1,2 – метки на трассе профилографирования, нанесенные микротвердомером, 3 – пленка на поверхности трения. Цифры у профилограмм (19.03) и (22.04) указывают даты, в которые они были сняты (в промежутке между этими датами происходило испытание образца)

В “табл.” даны значения максимальной нагрузки для приработанного и неприработанного сопряжений  $P_{mn}$  и

$P_{мп}$ . Кроме того, рассчитан показатель прирабатываемости П

$$\Pi = \frac{P_{мп} - P_{мн}}{P_{мн}},$$

а также показатель скорости роста несущей способности  $\frac{P_{мп}}{b}$ , где  $b$  – временная характеристика кривой роста нагрузочной способности [с]. В последнем столбце приводятся значения нагрузки, соответствующей критическому числу Зоммерфельда, минимально допустимой толщине смазочной пленки и минимуму коэффициента трения, обозначенной  $P_{оп}$ . Кинетика роста несущей способности сопряжений  $P$  [МПа] в зависимости от времени приработки (масштаб оси времени: 1 = 50 с) показана на “рис. 6” и получена по описанной выше методике. На “рис. 6” отражены испытания со смазочными материалами: ряд 1 – чистое моторное масло М8; ряд 2 – моторное масло М8 с добавкой суспензии наночастиц полититаната калия в олеиновой кислоте (М8+ПТК+СЖК).

Как видно из таблицы, рассмотренные показатели существенно возрастают после введения в смазочный материал модифицирующих добавок.

Важным показателем долговечности является нагрузка  $P_{оп}$  соответствующая критическому числу Зоммерфельда. Дело в том, что при использовании пленкообразующих материалов величина  $P_{оп}$ , как это показано выше, существенно возрастает. Это приводит к смещению области критического перехода от гидродинамической к смешанной смазке в сторону большей грузоподъемности.

Как видно из графиков на “рис. 2” для состава № 3 имеет место “второй” минимум. Отметим, что данный минимум не соответствует минимуму на диаграмме Герси-Штрибека, физический смысл которого состоит в переходе от гидродинамической к граничной смазке. Рассматриваемый минимум является “вторым” по отношению к диаграмме Герси, то есть он целиком находится в области граничной смазки.

Таким образом, появление “второго минимума” подтверждается с различными сочетаниями материалов, но его необходимым условием является наличие плёнкообразующих присадок в смазочном материале, как это видно из “рис. 2”, где “второй минимум” отсутствует на графике 1, отражающем зависимость для чистого индустриального масла

Кроме того, проводились испытания на двигателях внутреннего сгорания, в частности, двигателях типа ВАЗ. Основными результатами являются: повышение компрессии в цилиндрах двигателей, что указывает на процесс пленкообразования, экономия топлива и снижение вредных выбросов (СО).

Таким образом, разработка пленкообразующих смазочных материалов сегодня – эффективное направление повышения работоспособности материалов опор скольжения, позволяющее существенно повысить ресурс многих машиностроительных конструкций [18, 19, 20].

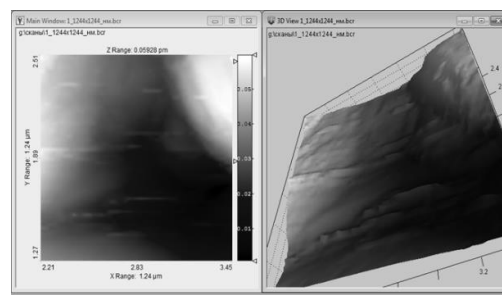


Рис. 4. Фотографическое изображение монитора компьютера сканирующего туннельного микроскопа со сканами поверхности трения. Высота рельефа в левой части показана цветом (основной вариант программы СТМ), в правой части – то же самое изображение представлено в объемном виде, по всем трем осям (X, Y, Z) дана масштабная сетка

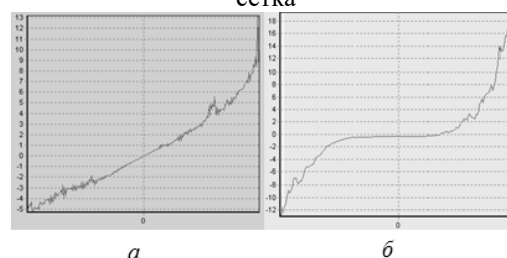


Рис. 5. Фотографическое изображение монитора компьютера сканирующего туннельного микроскопа с вольт-амперными характеристиками прохождения тока через область контакта микрозонда с поверхностью образца: а – до трения (линейная характеристика), б – после трения при смазывании нанодисперсным составом

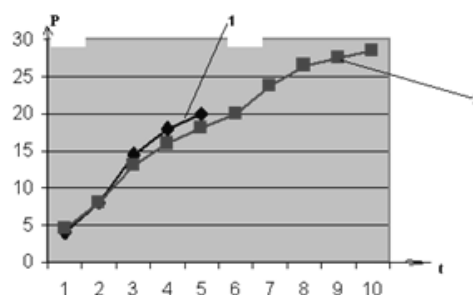


Рис. 6. График роста несущей способности сопряжений  $P$  (МПа) в зависимости от времени приработки (масштаб оси времени 1 = 50 с): ряд 1 – чистое моторное масло М8; ряд 2 – моторное масло М8 с суспензией ПТК и солями жирных кислот, в таблице (М8+ПТК+СЖК)

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

1. Получены подтверждения процесса пленкообразования на поверхностях трения в лабораторных триботехнических испытаниях благодаря использованию добавки к смазочному маслу коллоидного раствора полититаната калия.
2. Результаты лабораторных испытаний подтверждаются результатами эксплуатационных испытаний на двигателе внутреннего сгорания.
3. Полученные результаты показывают, что процесс пленкообразования позволяет получить у сопряжений

свойство адаптивности к внешним воздействиям, что выражается в повышении прирабатываемости сопряжений и компенсации процесса изнашивания, в том числе при эксплуатационных испытаниях – в повышении компрессии и улучшении процесса сгорания при работе двигателя.

4. Функционирование пленки, сформированной в процессе контактной деформации поверхностей материалов ОС, проявляющей свойство адаптивности к возрастающим внешним нагрузкам указывает на то, что данная пленка содержит диссипативную структуру, обладающую асимптотической устойчивостью к внешним воздействиям, то есть имеет место процесс самоорганизации этой структуры на основе динамического взаимодействия компонентов пленки и контактных поверхностей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. М. Физматгиз.1963.472с.
2. Дьяков В.А., Воскресенский В.И. Расчет и проектирование опор скольжения (жидкостная смазка). М.: Машиностроение, 1980. 224 с.
3. Дьячков А.К. Гидродинамические подшипники. В кн. Трение, изнашивание и смазка / Справочник. В 2х книгах. Кн. 2. Под ред. И.В. Крагельского и В.В.
4. Поляков С.А. Формирование противозадирных свойств материалов при динамической адаптации их к поверхностям слоев к условиям эксплуатации / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова // Трение и износ. - 2008. - Т. 29., №3. - С. 275–284
5. Поляков С.А. О методах синтезирования моделей трибосистем, способных динамически адаптироваться к условиям эксплуатации // Трение и износ. - 2010. - Т. 31. №2. - С.183–194.
6. Поляков С.А. Влияние модифицирования смазочных материалов на триботехнические характеристики сопряжений / С.А. Поляков, И.С. Черторыйский, Л.И. Куксенова // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2012. - № 5. - С. 41–46.
7. Барабаш М.Л., Корогодский М.В., Краюшкина А.С., Федотов Ф.А. Применение металлоколлоидных смазок (органолой железа) для приработки деталей автомобильного двигателя. В сб. Повышение износостойкости и срока службы машин. Киев: изд-во АН УССР. Т.2. 1960. С. 249–261.
8. Бортник Г.И. Влияние микроабразива на контактное взаимодействие трущихся пар при избирательном переносе. Сб. Избирательный перенос при трении. М.: Наука. 1975. С.46–48.
9. Мамыкин С.М. Разработка металлоплакирующих смазочных материалов для тяжело нагруженных узлов трения железнодорожного транспорта. автореф. дис. к.т.н. Ростов на Дону: РИИЖТ. 2007. 16с.
10. Кужаров А.С. и др. Молекулярные механизмы самоорганизации при трении. Пленкообразование для нанодисперсных реметаллизантов // Трение и износ. - 2015. - №1. - С. 62-68.
11. Паренаго О.П. Наноразмерные структуры в углеводородных смазочных материалах / О.П. Паренаго, В.Н. Бакунин, Г.Н. Кузьмина // Российский химический журнал. - 2003. - № 2. - С. 45–50.
12. Люты М. Методология создания смазочных материалов с наномодификаторами / М. Люты, Г.А. Костюкович, А.А. Скаскевич и др. // Трение и износ. -2002. - № 4. - С. 411–424.
13. Шукин Е.Д., Перцов А.В., Амелина Е.А. Коллоидная химия. М.: Высшая школа. 2006. 444 с.
14. Кужаров А.С. и др. Молекулярные механизмы самоорганизации при трении. Пленкообразование для нанодисперсных реметаллизантов // Трение и износ. - 2015. - №1. - С.62–68.
15. Пономаренко А.Г. Исследование трибохимических процессов в смазочных композициях, содержащих координационные соединения переходных металлов / А.Г. Пономаренко, А.С. Бурлов, М.В. Бойко // Трение и износ. - 2015. - №1. - С.62–68.
16. Пичугин С.Д. Взаимодействие пары медный сплав-сталь в смазочных материалах: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.02.04. - М., 2016.
17. Поляков С.А. О механизмах взаимодействия нанодисперсных частиц серпентина с жидким углеводородным смазочным материалом в начальный период трения / С.А. Поляков, С.П. Хазов // Нанотехника. - 2007. - № 3 (11). - С. 98 – 105.
18. Поляков С.А. Разработка нанодисперсных противозадирных составов для повышения динамической адаптации и эксплуатационных показателей дизель-генераторных установок / С.А. Поляков, С.П. Хазов, И.В. Соколов, К.В. Зайцева // Нанотехника. - 2008. - № 4(16). - С. 50–56.
19. Поляков С.А. Критерии работоспособности и выбор материалов для опор скольжения с учетом свойств смазочных материалов / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова, В.В. Лычагин и др. // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2013. - № 5. - С.81–89.
20. Поляков С.А. Проблемы динамической адаптации трибосистем к условиям эксплуатации на основе их наноструктурной самоорганизации / С.А. Поляков, Л.И. Куксенова // Проблемы машиностроения и надежности машин. - 2008. - № 5. - С.80-90.

---

---

# Analysis of Influence of Film-Forming Lubricant on the Bearing Capacity of Slider Bearings Materials

Polyakov S.A., Kuleshova E.M.  
Bauman Moscow State Technical University  
Moscow, Russia  
kuleshova.em@mail.ru

Polyakov S.A., Grand Ph.D. Kuksenova L.I.  
Mechanical Engineering Research Institute of the Russian  
Academy of Sciences  
IMASH RAN  
Moscow, Russia  
serpol50z@rambler.ru

*Abstract.* The methodological frameworks of formation of bearing capacity of surfaces in slider bearings in the use of nano-disperse additives to a lubricant which allow to expand the area of admissible operational influences on these units by increase of their tribotechnical efficiency are considered. Examples of increasing the parameters of the technical condition of the studied objects are given.

*Keywords:* slider bearings, nanomodified lubricants, film formation.

# Математическая модель клиновидной опоры скольжения при наличии конструкции с адаптированным опорным профилем и легкоплавким металлическим покрытием поверхности направляющей

Ахвердиев К.С., Мукутадзе М.А., Лагунова Е.О.

ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»

Ростов-на-Дону, Российская Федерация

vm\_2@rgups.ru, murman1963@yandex.ru, lagunova@rambler.ru

**Аннотация.** В работе на основе уравнения движения вязкого несжимаемого жидкого смазочного материала для «тонкого слоя», уравнения неразрывности и уравнения, определяющее с учетом выражения для скорости диссипации механической энергии, расплавленный контур направляющей покрытой легкоплавким металлическим сплавом найдено асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений в виде рядов по степеням параметра, обусловленного расплавом и скоростью диссипации механической энергии. Найдено точное автомодельное решение для нулевого (без учета расплава поверхности направляющей) и первого приближения с учетом расплава поверхности направляющей. В результате решения определены поле скоростей и давления для нулевого и первого приближения. Получены аналитические зависимости для адаптированного профиля опорной поверхности клиновидной опоры скольжения для профиля расплавленной поверхности направляющей. Кроме того, определены основные рабочие характеристики рассматриваемой пары трения, обеспечивающие гидродинамический режим трения. Дана оценка влияния конструкции опорной поверхности и параметра, обусловленного расплавом направляющей, на нагрузочную способность и силу трения.

**Ключевые слова:** гидродинамический режим трения, клиновидная опора скольжения, адаптированный профиль, легкоплавкое металлическое покрытие.

## ВВЕДЕНИЕ

Как известно, работоспособность машин и механизмов в значительной степени зависит от конструкции подшипниковых узлов. Для обеспечения устойчивого жидкостного режима работы в условиях смазочного голодания при пуске и выбеге, а также в случае перекосов вала можно обеспечить применением новых моделей течения смазочного материала с адаптированным профилем опорной поверхности подшипника и с легкоплавким металлическим покрытием поверхности направляющей.

Результаты анализа научно-технической литературы [1-9], посвященный работе легкоплавких металлических сплавов, показывают, что подшипники скольжения с учетом наличия легкоплавкого металлического покрытия работают в основном в условиях граничного трения и при

относительно низких нагрузочно-скоростных режимах, что вызвано ограниченным запасом жидких смазочных материалов на рабочей поверхности.

Таким образом, анализ существующих работ [10-24] показывает, что проблема, связанная с разработкой расчетных моделей упорных и радиальных подшипников скольжения, работающих при наличии смазочного материала, а также расплава легкоплавкого металлического сплава, обладающего ньютоновскими и неньютоновскими свойствами в результате расплава поверхности подвижных и неподвижных поверхностей узлов трения покрытой легкоплавким металлическим сплавом с учетом зависимости реологических свойств смазочного материала в турбулентном режиме трения изучено не достаточно.

В данной работе решение задачи приводится с конструкцией адаптированного профиля ползуна и легкоплавким металлическим покрытием поверхности направляющей.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматривается клиновидная опора скольжения с адаптированным профилем опорной поверхности и легкоплавким металлическим покрытием поверхности направляющей, работающая в условиях гидродинамического режима трения. Предполагается, что ползун неподвижен, а направляющая движется в сторону сужения зазора со скоростью  $u^*$  (рис. 1).

В декартовой системе координат  $x'O'y'$  уравнение линейного контура ползуна, адаптированного контура ползуна и расплавленного контура направляющей можно записать в виде:

$$y' = h_0 + x'tg\alpha; \quad y' = h_0 + x'tg\alpha - a'\sin\omega'x'; \quad y' = -\beta'\varphi\left(\frac{x'}{l}\right). \quad (1)$$

где  $h_0$  – толщина смазочной пленки в начальном сечении;  $h_0^*$  – толщина расплавленного слоя в начальном сечении;  $l$  – длина неподвижной рабочей поверхности ползуна;  $\alpha$  – угол наклона линейного контура ползуна к оси  $Ox'$ ;

$\omega'$  – параметр адаптированного профиля ползуна;  
 $a'$  – амплитуда возмущения.

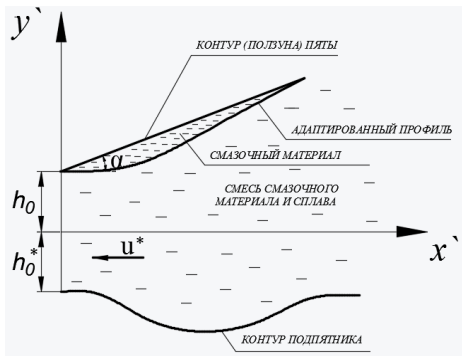


Рис. 1. Расчетная схема

Исходными базовыми уравнениями являются: безразмерные уравнение движения вязкой несжимаемой жидкости в приближении «тонкого слоя», уравнение неразрывности и уравнение, определяющее, с учетом выражения для скорости диссипации механической энергии, расплавленный контур направляющей. В декартовой системе координат выше указанная система уравнений с граничными условиями запишется в виде:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{d\Phi(x)}{dx} = K \int_{\Phi(x)}^{h(x)} \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (2)$$

$$v = 0, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = h(x) = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x;$$

$$v = -1, \quad u = 0 \quad \text{при} \quad y = -\Phi(x);$$

$$\Phi = -\frac{h_0^*}{l} \quad \text{при} \quad x = 0; \quad p(0) = p(1) = \frac{p_a}{p^*}. \quad \Phi(0) = 0. \quad (3)$$

где  $u, v$  – компоненты вектора скорости смазочной среды;  
 $p$  – гидродинамическое давление в смазочном слое;  
 $\eta = \frac{ltg \alpha}{h_0}$  и  $\eta_1 = \frac{a'}{h_0}$  одного порядка малости;  
 $\Phi(x) = \frac{\beta'}{l} \phi(x)$  – функция, характеризующая толщину расплава поверхности направляющей;  $K = \frac{2\mu u^*}{h_0 L'}$  – пара-

метр, обусловленный расплавом и скоростью диссипации механической энергии;  $L'$  – удельная теплота плавления на единицу объема.

Безразмерные величины с размерными связаны следующими соотношениями:

$$x' = lx; \quad y' = h_0 y; \quad v_{x'} = u^* v; \quad v_{y'} = \frac{h_0}{l} u^* u;$$

$$\omega = \omega' l; \quad p' = p^* p; \quad p^* = \frac{\mu u^* l}{h_0^2}. \quad (4)$$

Граничные условия для  $u$  и  $v$  на контуре  $y = -\Phi(x)$  запишем в виде:

$$v(0 - H(x)) = v(0) - \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H(x) - \left( \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} H^2(x) + \dots = -1;$$

$$u(0 - H(x)) = u(0) - \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H(x) - \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} H^2(x) + \dots = 0. \quad (5)$$

Асимптотическое решение системы (2) с учетом граничных условий (3) и (5) находим в виде рядов:

$$v(x, y) = v_0(x, y) + K v_1(x, y) + K^2 v_2(x, y) + \dots,$$

$$u(x, y) = u_0(x, y) + K u_1(x, y) + K^2 u_2(x, y) + \dots,$$

$$p(x) = p_0(x) + K p_1(x) + K^2 p_2(x) + K^3 p_3(x) + \dots,$$

$$\Phi(x) = 0 - K \Phi_1(x) - K^2 \Phi_2(x) - K^3 \Phi_3(x) - \dots \quad (6)$$

Выполняя подстановку (6) в систему дифференциальных уравнений (2) с учетом граничных условий (5) получим следующие уравнения с граничными условиями.

– Для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = \frac{dp_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0, \quad (7)$$

$$u_0 = 0, \quad v_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x - \Phi_0;$$

$$v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при} \quad y = 0;$$

$$p_0(0) = p_0(1) = p_a / p^*; \quad \Phi_0 = -\frac{h_0^*}{l}. \quad (8)$$

– Для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = \frac{dp_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = K \int_0^{h(x)} \left( \frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (9)$$

$$u_1 = 0, \quad v_1 = 0 \quad \text{при} \quad H(x) = 1 + \eta x - \eta_1 \sin \omega x - \Phi_1(x);$$

$$v_1 = \left( \frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$p_1(0) = p_1(1) = 0. \quad (10)$$

Решение задачи для нулевого приближения ищем в виде:

$$v_0(x, y) = \frac{\partial \psi_0(x, y)}{\partial y} + V_0(x, y); \quad u_0(x, y) = -\frac{\partial \psi_0(x, y)}{\partial x} + U_0(x, y);$$

$$\psi_0(x, y) = \tilde{\psi}_0(\xi); \quad \xi = \frac{y - \Phi_0}{h(x) - \Phi_0};$$

$$V_0(x, y) = \tilde{v}(\xi); \quad U_0(x, y) = \tilde{u}_0(\xi) \cdot h'(x). \quad (11)$$

Подставляя (11) в систему дифференциальных уравнений (7) с учетом граничных условий (8), получим следующую систему дифференциальных уравнений:

$$\tilde{\psi}_0'''(\xi) = \tilde{C}_2; \quad \tilde{v}_0''(\xi) = \tilde{C}_1; \quad \tilde{u}_0'(\xi) - \varepsilon \tilde{v}_0'(\xi) = 0;$$

$$\frac{dp_0}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)}. \quad (12)$$

И граничные условия:

$$\tilde{\psi}_0'(0) = 0, \quad \tilde{\psi}_0'(1) = 0; \quad \tilde{u}_0(1) = 0, \quad \tilde{v}_0(1) = 0;$$

$$\tilde{u}_0(0) = 0, \quad \tilde{v}_0(0) = -1, \quad \int_0^1 \tilde{v}_0(\xi) d\xi = 0. \quad (13)$$

Решая (12) с учетом (13) получим:

$$\tilde{\psi}_0' = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left( \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi - 1; \quad \tilde{C}_1 = 6. \quad (14)$$

Из условия  $p_0(0) = p_0(1) = p_a/p^*$  с точностью до членов второго порядка малости  $O(\eta^2)$  для  $\tilde{C}_2$  получим:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left[ (1 - \Phi_0) + \frac{\eta}{2} + \frac{\eta_l}{\omega} (\cos \omega - 1) \right]. \quad (15)$$

С учетом (15) для  $p_0$  получим:

$$p_0 = \frac{6}{(1 - \Phi_0)^3} \left[ \frac{\eta}{2} (x^2 - x) - \frac{\eta_l}{\omega} \cos \omega x + \frac{\eta_l x}{\omega} \cos \omega - \frac{\eta_l}{\omega} x + \frac{\eta_l}{\omega} \right] + \frac{p_a}{p^*}. \quad (16)$$

Для определения функции  $\Phi_1(x)$  с учетом (14) имеем:

$$\frac{d\Phi_1(x)}{dx} = h(x) \int_0^1 \left( \frac{\tilde{\Psi}_0''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{V}_0'(\xi)}{h(x)} \right)^2 d\xi. \quad (17)$$

Решая (17) с точностью до  $O(\eta^2)$  получим:

$$\Phi_1(x) = \frac{1}{1 - \Phi_0} \left[ 1 - \frac{\tilde{\eta}}{2} x^2 - \frac{\tilde{\eta}_l}{\omega} \cos \omega x \right] + \frac{h_0^*}{l}. \quad (18)$$

Решение для первого приближения с учетом расплава находим аналогично, как и для нулевого приближения при

$$H(x) = 1 + \eta x - \eta_l \sin \omega x - \Phi_1(x); \quad \xi = \frac{y - \Phi_1(x)}{h(x) - \Phi_1(x)}.$$

В результате получим:

$$\tilde{\Psi}_1' = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left( \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1, \quad (19)$$

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{H^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{H^3(x)}.$$

Функцию  $\Phi_1(x)$  интегрально осредним на интервале  $[0; 1]$ :

$$\tilde{\Phi}_1(x) = \int_0^1 \Phi_1(x) dx = \frac{1}{1 - \Phi_0} \left[ 1 - \frac{\tilde{\eta}}{6} - \frac{\tilde{\eta}_l}{\omega^2} \sin \omega \right] + \frac{h_0^*}{l}. \quad (20)$$

Из условия  $p_1(0) = p_1(1) = 0$  для  $\tilde{C}_2$  получим:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left[ (1 - \tilde{\Phi}_1) + \frac{\tilde{\eta}}{2} - \frac{\tilde{\eta}_l}{\omega} (\cos \omega - 1) \right]. \quad (21)$$

Давление в контактной зоне для первого приближения:

$$p_1 = \frac{6}{(1 - \Phi_1)^3} \left[ \frac{\eta}{2} (x^2 - x) - \frac{\eta_l}{\omega} \cos \omega x + \frac{\eta_l x}{\omega} \cos \omega - \frac{\eta_l}{\omega} x + \frac{\eta_l}{\omega} \right]. \quad (22)$$

Определим основные рабочие характеристики:

$$W = p^* l \int_0^1 \left( p_0 - \frac{p_a}{p^*} + K p_1 \right) dx =$$

$$= \left[ -\frac{\eta}{12} - \frac{\eta_l}{\omega^2} \sin \omega + \frac{\eta_l}{2\omega} \cos \omega - \frac{\eta_l}{2\omega} + \frac{\eta_l}{\omega} \right] \times \left( \frac{6}{(1 - \Phi_0)^3} + \frac{6K}{(1 - \tilde{\Phi}_1)^3} \right).$$

$$L_{\text{тр}} = \mu \int_0^1 \left( \frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right) dy =$$

$$= \mu \left[ 1 + \left( -\frac{\eta_l}{\omega^2} \sin \omega + \frac{\eta_l}{2\omega} - \frac{\eta_l}{\omega} \right) \left( \frac{-3K}{(1 - \tilde{\Phi}_1)^4} - \frac{1}{(1 - \Phi_0)^3} \right) \right]. \quad (23)$$

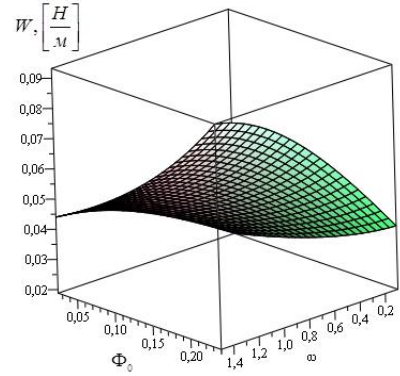


Рис. 2. Зависимость несущей способности от параметра  $\omega$ , характеризующего адаптированный профиль ползуна, и от функции  $\Phi_0$ , характеризующая толщину легкоплавкого покрытия

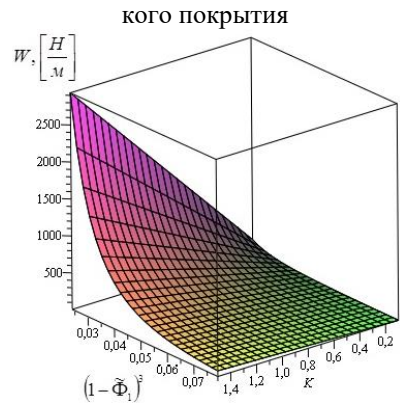


Рис. 3. Зависимость несущей способности от параметра  $K$ , обусловленный расплавом и скоростью диссипации механической энергии, и от функции  $\Phi_1$ , характеризующая толщину расплава поверхности направляющей

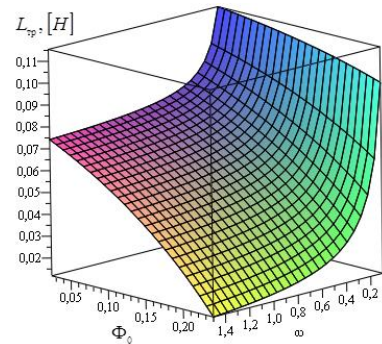


Рис. 4. Зависимость силы трения от параметра  $\omega$ , характеризующего адаптированный профиль ползуна, и от функции  $\Phi_0$ , характеризующая толщину легкоплавкого покрытия



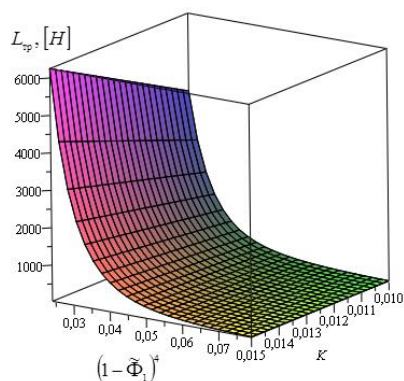


Рис. 5. Зависимость силы трения от параметра  $K$ , обусловленный расплавом и скоростью диссипации механической энергии, и от функции  $\Phi_1$ , характеризующая толщину расплава поверхности направляющей

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

Разработаны уточненные расчетные модели клиновидных опор скольжения, которые позволяют регулировать соотношение его несущей способности путем варьирования конструкции адаптированного профиля и легкоплавкого металлического покрытия. Определяется оптимальное по несущей способности и силе трения сочетание адаптированного профиля поверхности ползуна и легкоплавкого металлического покрытия поверхности направляющей, позволяющих увеличить несущую способность на 8-18 % и снизить силу трения на 14-18%. Установлена удовлетворительная сходимость теоретических и экспериментальных результатов, что подтверждает достоверность разработанной теоретической модели. Технические испытания на машине трения показали значительное (до 28 %) уменьшение пятна износа и более длительное сохранение смазочной пленки (до 55 %).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кропачев Д.Ю. Способы оперативного измерения температуры расплава металлов для нужд машиностроительных предприятий / Д.Ю. Кропачев, А.А. Гришин, А.Д. Масло // Литье и металлургия. – 2012. – № 3(66). – С. 126–127.
2. Перельман В.И. Краткий справочник химика / В.И. Перельман. – М.-Л.: Химия, 1964.
3. Задорожная Е.А. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е.А. Задорожная, И.В. Мухортов, И.Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах. – 2011. – №7. – С. 22–30.
4. Прокопьев В.Н. Динамика сложнонагруженного подшипника, смазываемого неньютоновской жидкостью / В.Н. Прокопьев, А.К. Бояршинова, Е.А. Задорожная // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2005. – № 6. – С. 108–114.
5. Совершенствование методики расчета сложнонагруженных подшипников скольжения, смазываемых неньютоновскими маслами / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, В.Г. Караваев, И.Г. Леанов // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2010. – № 1. – С. 63–67.

6. Уилсон. Смазка с расплавом / Уилсон // Проблемы трения и смазки. – 1976. – № 1. – С. 19.

7. Беретта. Подшипники скольжения, смазываемые собственным расплавом или продуктом сублимации / Беретта, Ниро, Сильвестри // Труды Америк. о-ва инж.-мех. – 1992. – № 1. – С. 86–90.

8. Котельницкая Л.И. Расчет радиальных с эффективной работой на смазке с расплавом в турбулентном режиме / Л.И. Котельницкая, Н.Н. Демидова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2002. – № 2. – С. 18–23.

9. Приходько В.М. Математическая модель гидродинамической смазки при плавлении опорной поверхности радиального подшипника / В.М. Приходько, Л.И. Котельницкая // Трение и износ. – 2001. – Т. 22, № 6. – С. 606–608.

10. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, Е.О. Лагунова, В.В. Василенко // Вестник РГУПС. – 2017. – №2 (66). – С. 129-135.

11. Ахвердиев К.С. Расчетная модель радиального подшипника, смазываемого расплавом, с учетом зависимости вязкости от давления / К.С. Ахвердиев, Е.О. Лагунова, В.В. Василенко // Вестник ДГТУ. – 2017. – №3 (90). – С. 27-37.

12. Василенко В.В. Гидродинамический расчет радиального подшипника, смазываемого расплавом легкоплавкого покрытия при наличии смазочного материала / В.В. Василенко, Е.О. Лагунова, М.А. Мукутадзе // Интернет-журнал «НАУКОВЕДЕНИЕ» Том 9, №5 (2017) <https://naukovedenie.ru/PDF/20TVN517.pdf>

13. Lagunova E.O. Wedge-Shaped Sliding Supports Operating on Viscoelastic Lubricant Material Due to the Melt, Taking Into Account the Dependence of Viscosity and Shear Modulus on Pressure / E.O. Lagunova // International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 12, Number 19 (2017) pp. 9120-9127.

14. Lagunova E.O. Radial Plain Bearings Operating on Viscoelastic Lubricant Caused by the Melt, Taking into Account the Dependence of the Viscosity of the Lubricant and the Shear Modulus on the Pressure / E.O. Lagunova // International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 12, Number 19 (2017) pp. 9128-9137.

15. Calculation Model of the Radial Bearing, Caused by the Melt, Taking into Account the Dependence of Viscosity on Pressure / V.V. Vasilenko, E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze, V.M. Prikhodko // International Journal of Applied Engineering Research ISSN 0973-4562 Volume 12, Number 19 (2017) pp. 9138-9148.

16. Клиновидные опоры скольжения, работающие на микрополярном смазочном материале, обусловленные расплавом / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, Е.О. Лагунова, В.В. Василенко // Вестник РГУПС. – 2017. – №3 (67). – С. 8-15.

17. Лагунова Е.О. Моделирование клиновидных опор скольжения с учетом реологических свойств электропроводящего смазочного материала / Е.О. Лагунова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2017. – Т. 17, № 4. – С. 13–25. DOI: 10.14529/engin170402

18. Мукутадзе М.А. Разработка расчетной модели гидродинамического смазочного материала, образующегося при плавлении подпятника, при наличии принудительной смазки / М.А. Мукутадзе, Е.О. Лагунова, В.В. Василенко // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2018. – № 3. – С. 76–83.

19. Лагунова Е.О. Расчет клиновидной опоры (ползун, направляющая), работающей на микрополярном жидком смазочном материале / Е.О. Лагунова // Инженерный вестник Дона. – 2018. – № 1 (48). – С. 50.

20. Лагунова Е.О. Расчетная модель радиального подшипника, смазываемого расплавом, в турбулентном режиме трения с учетом зависимости вязкости от давления и температуры / Е.О. Лагунова // Вестник Иркутского государственного технического университета. – 2018. – Т. 22 – № 7 (138). – С. 19–32.

21. Лагунова Е.О. Расчетная модель опоры скольжения, смазываемой расплавом в турбулентном режиме тре-

ния / Е.О. Лагунова // Научные технологии в машиностроении. – 2018. – № 7 (85). – С. 38–45.

22. Ахвердиев К.С. Расчетная модель клиновидной опоры скольжения, работающей на смазочном материале с расплавом / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, Е.О. Лагунова, В.В. Василенко // Трение и износ. – 2018. – Т. 39 – № 1. – С. 62–70.

23. Ахвердиев К.С. Клиновидная опора скольжения, работающая одновременно на принудительной смазке и на смазке, обусловленной расплавом ее поверхностей расплавом / К.С. Ахвердиев, М.А. Мукутадзе, Е.О. Лагунова // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2019. – № 2 (74). – С. 8–14.

24. Lagunova E.O. Calculation of a Radial Slider Bearing with a Fusible Coating / E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze // Journal of Friction and Wear. – 2019. – Vol. 40 – No. 1. – pp. 88 – 94.

# Mathematical Model of Wedge-Shaped Sliding Support in the Presence of a Structure with Adapted Supporting Profile and Fusible Metal Coating of the Guide Surface

Akhverdiev K.S., Mukutadze M.A., Lagunova E.O.

Rostov State Transport University (RGUPS)

Rostov-on-Don, Russian Federation

vm\_2@rgups.ru, murman1963@yandex.ru, lagunova@rambler.ru

**Abstract.** In this paper, based on the motion equation of a viscous incompressible liquid lubricant for a "thin layer", the continuity equation and the equation that determines, taking into account the expression for the rate of mechanical energy dissipation, the molten contour of a guide coated with a fusible metal alloy, an asymptotic solution of the system of differential equations is found in the form of series of degrees of the parameter caused by the melt and the rate of mechanical energy dissipation. An exact self-similar solution is found for the zero (without taking into account the melt of the guide surface) and the first approximation with taking into account the melt of the guide surface. As a result of the solution, the velocity and pressure fields

for the zero and first approximation are determined. Analytical dependences are obtained for the adapted profile of the support surface of the wedge-shaped sliding support for the profile of the molten guide surface. In addition, the main operating characteristics of the considered friction pair that provide a hydrodynamic mode of friction are determined. The influence of the design of the support surface and the steam meter caused by the melt of the guide on the loading capacity and friction force is estimated.

**Keywords:** hydrodynamic friction mode, wedge-shaped sliding support, adapted profile, low-melting metal coating.

# Математическая модель подшипника скольжения при одновременном покрытии пористого и легкоплавкого металлического сплава на разных контактирующих поверхностях

Мукутадзе М.А., Опацких А.Н., Сухорукова О.Б.  
ФГБОУ ВО «Ростовский государственный университет путей сообщения»  
Ростов-на-Дону, Россия  
Murman1963@yandex.ru, opatskih@yandex.ru, bs@rgups.ru

**Аннотация.** В работе дается метод формирования точно-го автомодельного решения задачи гидродинамического расчета клиновидной опоры (ползун, направляющая) с пористым покрытием на поверхности направляющей, работающей при наличии смазочного материала и расплава ползуна покрытой легкоплавким металлическим сплавом. На основе уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости для «тонкого слоя», уравнения неразрывности, уравнения Дарси и выражения для скорости диссипации механической энергии найдено асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений в виде рядов по степеням параметра, обусловленного расплавом и скоростью диссипации механической энергии. Получена аналитическая зависимость для профиля расплавленной поверхности ползуна. Кроме того, определены основные рабочие характеристики рассматриваемой пары трения. Дана оценка влияния параметра, обусловленного расплавом ползуна и параметра, характеризующего наличие пористого покрытия поверхности направляющей на несущую способность и силу трения.

**Ключевые слова:** гидродинамика, опора скольжения (ползун, направляющая), вязкий несжимаемый жидкий смазочный материал, расплавленная поверхность ползуна, пористое покрытие на поверхности направляющей.

## ВВЕДЕНИЕ

Известно, что устойчивая работа машин и их долговечность в значительной степени зависят от конструкции и качества подшипниковых узлов. Новые машины, как правило, проектируются с учетом увеличения статических и ударных нагрузок, действующих на опоры скольжения.

Одним из методов решения конструктивно-эксплуатационных задач может быть применение смазывания расплавом легкоплавкого покрытия на рабочей поверхности трибосистем. Смазывание жидкими металлами применяют при температурах, при которых обычные смазочные среды претерпевают необратимые физико-химические изменения [1-9]. Гидродинамическому расчету системы, состоящей из «ползуна-направляющей» при расположении ползуна под углом к поверхности направляющей, в условиях отсутствия смазочного вещества, посвящено большое количество работ [10-21]. Существенным недостатком рассматриваемой пары трения, работающей на смазывании расплавом, является низкая несущая

способность. Кроме того, процесс смазывания пластичного смазочного материала не является самоподдерживающимся.

Таким образом, разработка расчетной модели подшипников скольжения, работающих на смазочных материалах в виде металлических расплавов с пористым покрытием на поверхности направляющей, с учетом вышеуказанных аспектов функционирования, представляет собой одно из перспективных направлений теоретических исследований современной трибологии.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Рассматривается клиновидная опора, состоящая из системы «ползун – направляющая». Предполагается, что поверхности направляющей покрытые с пористым слоем и ползуна, покрытой легкоплавким металлическим сплавом, разделены слоем смазочного материала, ползун неподвижен, а направляющая, выполненная из материала с низкой температурой плавления, движется в сторону сужения зазора со скоростью  $u^*$  (рис.1).

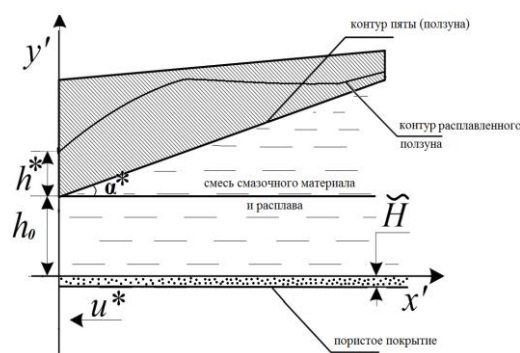


Рис. 1. Расчетная схема

В декартовой системе координат  $x'o'y'$  (рис. 1) уравнение контура ползуна покрытой легкоплавким металлическим сплавом, направляющей и направляющей с пористым покрытием запишем в виде:

$$y' = h_0 + x'tg\alpha + \eta f'(x'), \quad y' = 0, \quad y' = -\tilde{H}. \quad (1)$$

где  $h_0$  - толщина смазочного слоя в начальном сечении,  $h^*$  - толщина расплавленного слоя в начальном сечении,  $\alpha$  - угол наклона линейного контура ползуна к оси  $Ox'$ .

**Исходные уравнения и граничные условия.** Движение смазочного материала описывается безразмерным уравнением течения вязкой несжимаемой жидкости в приближении для случая «тонкого слоя», уравнением неразрывности, уравнением Дарси, а так же формулой диссипации механической энергии для определения функции  $\Phi(x)$ , обусловленной расплавом поверхности направляющей

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{dp}{dx}; \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P}{\partial y^{*2}} = 0.$$

$$\frac{d}{dx} (1 + \eta x + \beta \Phi(x)) = K \int_0^{h(x)} \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 dy, \quad (2)$$

и граничными условиями:

$$\begin{aligned} v = 0, \quad u = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x + \beta \Phi(x); \quad v = -1, \quad u = 0 \\ \text{при } y = 0; \quad p(0) = p(1) = \frac{Pa}{p^*}, \quad \frac{\partial P}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}; \\ u = \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \quad \text{при } y^* = 0; \quad p = P \quad \text{при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}, \\ \frac{\eta'}{h_0} \Phi(x) = \frac{h_0^*}{h_0} - 1 \quad \text{при } x' = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

$$\text{где } \eta = \frac{ltg\alpha}{h_0}, \quad \tilde{M} = \frac{lk}{h_0^3}, \quad \beta = \frac{\eta'}{h_0}, \quad K = \frac{2\mu_0 u^*}{h_0 L'}, \quad l - \text{длина}$$

неподвижной рабочей поверхности ползуна,  $u$  и  $v$  - компоненты вектора скорости смазочной среды;  $K$  - параметр, обусловленный расплавом и скоростью диссипации механической энергии.

Размерные величины связаны с безразмерными следующим соотношением в смазочном слое:

$$x' = lx; \quad y' = h_0 y; \quad v_x = u^* v; \quad v_y = u^* \frac{h_0}{l} u;$$

$$p' = p^* p; \quad p^* = \frac{\mu u^* l}{h_0^2}; \quad \mu' = \mu. \quad (4)$$

$$\text{В пористом слое: } x' = lx^*; \quad y' = h_0 y^*; \quad P' = P^* P; \quad k' = k; \quad (5)$$

Функцию  $\Phi(x)$ , обусловленную расплавом будем искать в виде:

$$\Phi(x) = -K\Phi_1(x) - K^2\Phi_2(x) - K^3\Phi_3(x) + \dots = H(x). \quad (6)$$

Граничные условия для компонентов скорости  $u$  и  $v$  на контуре  $y = -\Phi(x)$  можно записать в виде

$$\begin{aligned} v(0 - H(x)) = v(0) - \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H - \left( \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} H^2 + \dots = -1; \\ u(0 - H(x)) = u(0) - \left( \frac{\partial u}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} H - \left( \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \Big|_{y=0} H^2 + \dots = 0. \end{aligned} \quad (7)$$

Асимптотическое решение системы дифференциальных уравнений (2) с учетом граничных условий (3) и (7) ищем в виде:

$$v(x, y) = v_0(x, y) + K v_1(x, y) + K^2 v_2(x, y) + \dots$$

$$u(x, y) = u_0(x, y) + K u_1(x, y) + K^2 u_2(x, y) + \dots$$

$$\Phi(x) = -K\Phi_1(x) - K^2\Phi_2(x) - K^3\Phi_3(x) - \dots$$

$$p(x) = p_0(x) + K p_1(x) + K^2 p_2(x) + K^3 p_3(x) \dots \quad (8)$$

Выполняя подстановку (8) в систему дифференциальных уравнений (2) с учетом граничных условий (3), получим следующие уравнения с граничными условиями: для нулевого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_0}{\partial y^2} = \frac{dp_0}{dx}, \quad \frac{\partial v_0}{\partial x} + \frac{\partial u_0}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_0}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_0}{\partial y^{*2}} = 0. \quad (9)$$

$$v_0 = 0, \quad u_0 = 0, \quad \text{при } y = 1 + \eta x = h(x);$$

$$v_0 = -1, \quad u_0 = 0 \quad \text{при } y = 0; \quad p(0) = p(1) = \frac{Pa}{p^*}$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \quad \text{при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}; \quad u_0 \Big|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \quad \text{при } y^* = 0;$$

$$p_0 = P_0 \quad \text{при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}, \quad \dots \quad (10)$$

для первого приближения:

$$\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} = \frac{dp_1}{dx}; \quad \frac{\partial v_1}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial y} = 0; \quad \frac{\partial^2 P_1}{\partial x^{*2}} + \frac{\partial P_1}{\partial y^{*2}} = 0,$$

$$\beta \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = -\eta + \int_0^{H(x)} \left( \frac{\partial v_0}{\partial y} \right)^2 dy; \quad (11)$$

$$v_1 = \left( \frac{\partial v_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x); \quad u_1 = \left( \frac{\partial u_0}{\partial y} \right) \Big|_{y=0} \cdot \Phi_1(x);$$

$$v_1 = 0, \quad u_1 = 0 \quad \text{при } H(x) = 1 + \eta x + \beta \Phi(x);$$

$$p_1(0) = p_1(1) = 0, \quad \beta \Phi(x) = \frac{h_0^*}{h_0} - 1 \quad \text{при } x = 0,$$

$$\frac{\partial P_1}{\partial y^*} = 0 \text{ при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}; u_1|_{y=0} = \tilde{M} \frac{\partial P_1}{\partial y^*} \text{ при } y^* = 0; p_1 = P_1 \text{ при } y^* = 0. \quad (12)$$

Решение задачи для нулевого приближения без учета расплава будем искать в виде

$$v_0 = \frac{\partial \Psi_0(x, y)}{\partial y} + V_0(x, y); \quad u_0 = -\frac{\partial \Psi_0(x, y)}{\partial x} + U_0(x, y);$$

$$\Psi_0(x, y) = \tilde{\Psi}_0(\xi); \quad \xi = \frac{y}{h(x)}; \quad \tilde{u}'_0(\xi) - \xi \tilde{v}'_0(\xi) = 0;$$

$$V_0(x, y) = \tilde{v}(\xi); \quad U_0(x, y) = \tilde{u}_0(\xi) \cdot h'(x); \quad (13)$$

Подставляя (13) в систему дифференциальных уравнений (9) с учетом граничных условий (10), получим следующую систему дифференциальных уравнений

$$\tilde{\Psi}_0'''(\xi) = \tilde{C}_2; \quad \tilde{v}_0''(\xi) = \tilde{C}_1; \quad \frac{dp_0}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{h^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{h^3(x)} \quad (14)$$

и граничные условия:

$$\tilde{\Psi}'_0(0) = 0, \quad \tilde{\Psi}'_0(1) = 0; \quad \tilde{u}_0(1) = 0, \quad \tilde{v}_0(1) = 0;$$

$$\tilde{u}_0(0) = 0, \quad \tilde{v}_0(0) = -1, \quad \tilde{M} \frac{\partial P}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} = \tilde{u}_0 \Big|_{y^*=0}.$$

$$\frac{\partial P_0}{\partial y^*} = 0 \text{ при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}; \quad p_0 = P_0 \text{ при } y^* = 0$$

$$\beta \Phi(x) = \frac{h_0^*}{h_0} - 1 \text{ при } x=0 \quad (15)$$

Непосредственным интегрированием (14) получим

$$\tilde{\Psi}'_0(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2} (\xi^2 - \xi), \quad \tilde{v}_0(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} + \left(1 - \frac{\tilde{C}_1}{2}\right) \xi - 1, \quad (16)$$

Из условия  $p_0(0) = p_0(1) = \frac{Pa}{p^*}$  с точностью до членов второго порядка малости  $O(\eta^2)$  для  $\tilde{C}_2$  получим следующее выражение:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left(1 - \frac{1}{2} \eta\right). \quad (17)$$

С учетом (17) для безразмерного гидродинамического давления имеем:

$$P_0 = \tilde{C}_1 \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)} + \tilde{C}_2 \int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} + \frac{Pa}{p^*} = \frac{\eta}{2} \tilde{C}_1 (x^2 - x) + \frac{Pa}{p^*} \quad (18)$$

С учетом (17) решение уравнения Дарси представлено в виде:

$$P_0(x, y^*) = R_0(y^*) + \frac{\eta}{2} \tilde{C}_1 (x^2 - x) + \frac{Pa}{p^*} \quad (19)$$

Подставляя выражение (19) в уравнение Дарси системы (9) для функции  $R_0(y^*)$  получим:

$$R_0''(y^*) + \eta \tilde{C}_1 = 0. \quad (20)$$

$$R(0) = \frac{Pa}{p^*}; \quad \frac{\partial R_0}{\partial y^*} = 0 \text{ при } y^* = -\frac{\tilde{H}}{l}; \quad (21)$$

Решение (20)-(21) имеет вид:

$$R_0(y^*) = -\eta \tilde{C}_1 \left( \frac{y^{*2}}{2} + \frac{\tilde{H}}{l} y^* \right) + \frac{Pa}{p^*} \quad (22)$$

Константа  $\tilde{C}_1$  находится из уравнения неразрывности интегрируемого в пределах от 0 до 1.

$$\tilde{M} \frac{\partial P_0}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} = \int_0^1 \tilde{v}_0(\xi) d\xi \quad (23)$$

С учетом (16), (19) и (22) для  $\tilde{C}_1$  получим следующее выражение:

$$\tilde{C}_1 = \frac{6}{12\tilde{M}\eta \frac{\tilde{H}}{l} - 1} \quad (24)$$

Тогда для гидродинамического давления для нулевого приближения получим выражение:

$$p_0 = \frac{3\eta(x^2 - x)}{12\tilde{M}\eta \frac{\tilde{H}}{l} - 1} + \frac{Pa}{p^*} \quad (25)$$

Для определения  $\Phi_1(x)$  с учетом уравнения (16), придем к следующему уравнению:

$$\beta \frac{d\Phi_1(x)}{dx} = -\eta + h(x) \int_0^1 \left( \frac{\Psi_0''(\xi)}{h^2(x)} + \frac{\tilde{v}'_0(\xi)}{h(x)} \right) d\xi. \quad (26)$$

Решая уравнения (26) с точностью до членов второго порядка малости  $O(\eta^2)$ , получим

$$\beta \Phi_1(x) = -\eta x + \left( \frac{\eta}{2} x^2 - x \right) \left( \frac{\tilde{C}_1^2}{12} - 4 \right) - \frac{h_0^*}{h_0} + 1 \quad (27)$$

Аналогично находим решение для первого приближения, то есть с учетом расплава при

$$H(x) = 1 + \eta x + \beta \Phi_1(x) = (1 + \tilde{\eta} x)(1 + \beta \Phi_1(x))$$

В результате имеем:

$$\tilde{\Psi}'_1(\xi) = \frac{\tilde{C}_2}{2}(\xi^2 - \xi); \quad \tilde{v}_1(\xi) = \tilde{C}_1 \frac{\xi^2}{2} - \left( \frac{\tilde{C}_1}{2} + 1 \right) \xi + 1;$$

$$\frac{dp_1}{dx} = \frac{\tilde{C}_1}{H^2(x)} + \frac{\tilde{C}_2}{H^3(x)}. \quad (28)$$

Функцию  $\Phi_1(x)$  интегрально осредним на интервале  $[0;1]$

$$\tilde{\Phi}_1 = \int_0^1 \beta \Phi_1(x) dx = \frac{1}{\beta} \left[ -\frac{\eta}{2} + \left( \frac{\eta}{6} - \frac{1}{2} \right) \left( \frac{\tilde{C}_1^2}{12} - 4 \right) - \frac{h_0^*}{h_0} + 1 \right] \quad (29)$$

С учетом (28) и граничного условия  $p_1(0) = p_1(1) = 0$  для  $\tilde{C}_2$  получим следующее уравнение:

$$\tilde{C}_2 = -\tilde{C}_1 \left( 1 + \frac{\tilde{\eta}}{2} \right) (1 + \beta \tilde{\Phi}_1) \quad (30)$$

С учетом (30) решение уравнения Дарси представлено в виде:

$$P_1(x, y^*) = R_1(y^*) + \frac{\tilde{\eta} \tilde{C}_1 (x^2 - x)}{2(1 + \beta \tilde{\Phi}_1)^2} \quad (31)$$

Подставляя выражение (31) в уравнение Дарси системы (11) для  $\tilde{C}_1$  получим следующее выражение:

$$\tilde{C}_1 = \frac{6(1 + \beta \tilde{\Phi}_1)^2}{12\tilde{M}\tilde{\eta} \frac{\tilde{H}}{l} - (1 + \beta \tilde{\Phi}_1)^2} \quad (32)$$

Тогда для гидродинамического давления для первого приближения получим следующее выражение:

$$P_1 = \frac{3\eta(x^2 - x)}{12\tilde{M}\tilde{\eta} \frac{\tilde{H}}{l} - (1 + \beta \tilde{\Phi}_1)^3} \quad (33)$$

Определение основных рабочих характеристик:

$$W = p^* l \int_0^1 \left( p_0 - \frac{p_a}{p^*} \right) + K p_1 dx =$$

$$= \frac{3\mu l^2 u^*}{2h_0^2} \left[ \frac{1}{12\tilde{M}\tilde{\eta} \frac{\tilde{H}}{l} - 1} + \frac{K}{12\tilde{M}\tilde{\eta} \frac{\tilde{H}}{l} - (1 + \beta \tilde{\Phi}_1)^3} \right]$$

$$L_{тр} = \mu \int_0^1 \left[ \frac{\partial v_0}{\partial y} \Big|_{y=0} + K \frac{\partial v_1}{\partial y} \Big|_{y=0} \right] dx = \mu \left[ 1 - K \left( \tilde{\Phi}_1 (1 - \eta + \beta \tilde{\Phi}_1) \right) \right]$$

Для проверочных расчетов на основе полученных теоретических моделей в расчетах использованы следующие

значения:  $h_0 = 10^{-7} \div 10^{-6}$  м;  $l = 0,1256 \dots 0,1884$  м;  $p_a = 0,08 \dots 0,101325$  МПа;  $C_p = 473$  Дж/кг·град;  $\mu = 0,0608$  Нс/м<sup>2</sup>;  $\eta = 0,3 \dots 1$ ;  $u^* = 1 \dots 3$  м/с;  $L' = 2,7 \cdot 10^5$  Дж/кг;  $K = 0 \dots 1$ ,  $\tilde{M} = 0,1 \div 1$ ,  $\tilde{H} = 0,005 \div 0,01$  м

По результатам численных расчетов построены графики, приведенные на рис. 2–5.

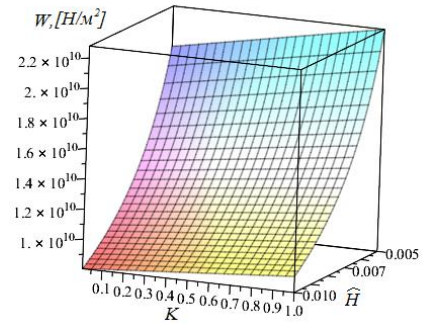


Рис. 2. Зависимость несущей способности от параметра  $K$ , характеризующего скорость диссипации механической энергии и  $\tilde{H}$  толщины пористого слоя

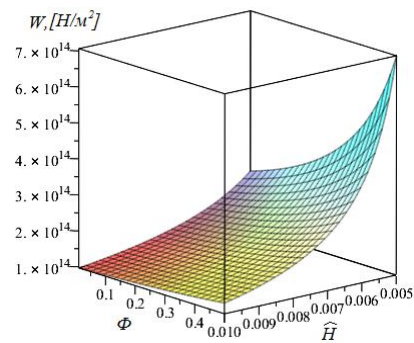


Рис. 3. Зависимость несущей способности от толщины пористого слоя  $\tilde{H}$  и параметра  $\Phi$ , характеризующего толщину пленки расплавленного материала

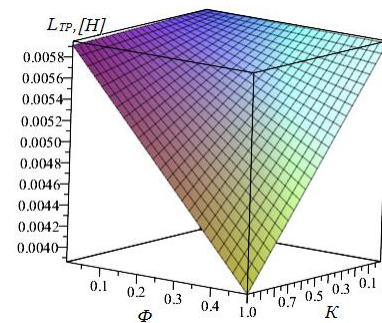


Рис. 4. Зависимость силы трения от параметра  $\Phi$ , характеризующего толщину пленки расплавленного материала, и параметра  $K$ , характеризующего скорость диссипации механической энергии

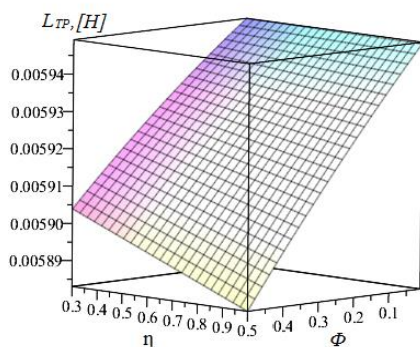


Рис. 5. Зависимость силы трения от параметра  $\Phi$ , характеризующего толщину пленки расплавленного материала, и безразмерного параметра  $\eta$

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

Численный анализ полученных моделей позволил установить следующее:

– сила трения уменьшается с ростом как параметра  $K$ , характеризующего скорость диссипации механической энергии, так и параметра  $\Phi$ , характеризующего толщину пленки расплавленного материала, причем параметр  $K$  влияет на рост силы трения в 6,5 раза интенсивнее параметра  $\Phi$ ;

– несущая способность упорного подшипника интенсивно увеличивается с ростом параметра  $K$  и незначительно снижается при увеличении параметра  $\tilde{M}$ .

Триботехнические расчетные величины уточнены в следующем порядке: сила трения на 27 %, несущая способность – 15%.

Опоры скольжения описанной конструкции обеспечивают значительное снижение влияния рабочих нагрузок на упорные подшипники скольжения. Полученные результаты в виде расчетных моделей могут быть использованы при разработке и проверочных расчетах конструкций опор скольжения, работающих на смазочных материалах в виде металлического расплава с учетом вышеуказанных факторов функционирования трибосистем, которые обеспечивают значительное снижение влияния рабочих нагрузок на узлы трения, которые являются одним из перспективных направлений современной трибологии.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Levanov, I., Doykin, A., Zadorozhnaya, E., Novikov, R. Investigation antiwear properties of lubricants with the geo-modifiers of friction, (2017) *Tribology in Industry*, 39 (3), pp. 302-306.
2. Mukhortov, I.V., Pochkaylo, K.A., Zadorozhnaya, E.A. The Influence of Anti-Wear Additives on the Bearings Hydro-Mechanical Characteristics, (2016) *Procedia Engineering*, 150, pp. 607-611.
3. Zadorozhnaya, E. The research of non-Newtonian properties and rheology of thin lubricant layers in hydrodynamic journal bearings, (2013) *Society of Tribologists and Lubrication Engineers Annual Meeting and Exhibition 2013*, pp. 95-97.
4. Vasilenko V.V., Lagunova E.O., Mukutadze M.A., Prikhodko V.M. *International Journal of Applied Engineering*

Research ISSN 0973-4562 Volume 12, Number 19 (2017), pp. 9138-9148.

5. The dynamic monitoring of friction systems. Shapovalov V.V., Boiko N.I., Ozyabkin A.L., Erkenov A.C., Scherbak P.N. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2016. Т. 11. № 23. С. 11421-11427.

6. Friction contact control in "wheel - rail" locomotive system. Shapovalov V.V., Kharlamov P.V., Gorin S.L. В сборнике: *Procedia Engineering Ser. "International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017"* 2017. С. 682-687.

7. Das, S. On the steady-state performance of misaligned hydrodynamic journal bearing lubricated with micropolar fluids / S. Das, S.K. Guha, A.K. Chattopadhyay // *Tribology International*. – 2002. – Vol. 35. – P. 201–210.

8. Harnoy, A. *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication* / A. Harnoy. – New York : Marcel Dekker, 2003. – 440 p.

9. Radial slip bearing with a pliable supporting surface. Mukutadze M.A., Lagunova E.O., Garmonina A.N., Vasilenko V.V. *Russian Engineering Research*. 2018. Т. 38. № 3. С. 166-171.

10. Mukutadze M.A. Radial bearing with porous Elements // *Procedia Engineering* 150, 2016. – pp. 559-570.

11. Mukutadze M.A. Development of the Design Model of a Hydrodynamic Lubricating Material Formed during Melting of the Axial Bearing, in the Presence of Forced Lubrication / M. A. Mukutadze, E. O. Lagunova, V. V. Vasilenko // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2018, Vol.47, P – 271-277.

12. Akhverdiev K.S., Lagunova E.O., Mukutadze M.A. Calculated model of wedge-shaped sliding supports in turbulent friction regime // *Advances in Engineering Research (AER)*, volume 157 International Conference "Actual Issues of Mechanical Engineering" (AIME 2018). P. 346-353.

13. Akhverdiev K.S., Lagunova E.O., Mukutadze M.A. Calculated model of wedge-shaped sliding supports taking into account rheological properties of viscoelastic lubricant // *Advances in Engineering Research*, volume 158, International Conference on AviaMechanical Engineering and Transport (AviaENT 2018). P. 246-253.

14. Lagunova E.O., M.A. Mukutadze. Radial Friction Bearings Conditioned by Melt // *Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Conference on Industrial Engineering, Lecture Notes in Mechanical Engineering (ICIE 2018)*. P. 897 – 910.

15. Calculation of a Radial Slider Bearing with a Fusible Coating / E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze // *Journal of Friction and Wear*, 2019, Vol. 40, No. 1, pp. 88-94..

16. Mukutadze M.A. Radial Friction Bearing with a Fusible Coating in the Turbulent Friction Mode / M.A. Mukutadze, D. U. Khasyanova // *Journal of Machinery Manufacture and Reliability*, 2019, No. 48, P – 423-432.

17. Mukutadze M.A. Simulation model of thrust bearing with a free-melting and porous coating of guide and slide surfaces/ M.A. Mukutadze, A.M. Mukutadze, V.V. Vasilenko / *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering* 560 doi:10.1088/1757-899X/560/1/012031 (2019)

18. V-shaped sliding bearings using micropolar lubricants caused by a melt accounting for the dependence of lubricant viscosity and porous lauer permeability on pressure // A.N. Opatskikh, M.A. Mukutadze, A.M. Mukutadze / *Journal of*

---

Physics: Conference Series 1353 (2019) 012025 IOP Publishing doi:10.1088/1742-6596/1353/1/012025

19. Mathematical model of a plain bearing lubricated with molten metal // M A Mukutadze, V V Vasilenko, A M Mukutadze, A N Opatskikh / IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science 378 (2019) 012021 IOP Publishing doi:10.1088/1755-1315/378/1/012021

20. Mukutadze M.A. Radial Friction Bearing with a Fusible Coating in the Turbulent Friction Mode / M.A. Mukutadze, D.

U. Khasyanova // Journal of Machinery Manufacture and Reliability, 2019, No. 48, P – 423-432.

21. Lagunova, E.O. Radial friction bearings conditioned by melt / E.O. Lagunova, M.A. Mukutadze // Lecture Notes in Mechanical Engineering (9783319956299). – 2019. – pp. 897 – 910.

# Mathematical Model of a Sliding Bearing While Coating a Porous and Low-Melting Metal Alloy on Different Contact Surfaces

Mukutadze M. A., Opatskikh A. N., Sukhorukova O. B.

Rostov State Transport University (RSTU),

Rostov-on-Don, Russia,

murman1963@yandex.ru, opatskikh@yandex.ru, sb@rgups.ru

*Abstract.* The paper gives a method for the formation of an accurate self-similar solution to the problem of hydrodynamic calculation of a wedge-shaped support (slider, guide) with a porous coating on the surface of the guide, working in the presence of lubricant and melt, crawl-coated with a low-melting metal alloy. On the basis of the equation of motion of a viscous incompressible fluid for a “thin layer”, the continuity equation, the Darcy equation and the expression for the dissipation rate of mechanical energies, an asymptotic solution to the system of differential equations in the form of series in powers of the parameter due to the melt and the rate of dissipation of the mechanical

energy. An analytical dependence is obtained for the profile of the molten surface of the slider. In addition, the basic performance characteristics of the friction pair under consideration are determined. The influence of the parameter due to the melt of the slider and the parameter characterizing the presence of a porous coating of the surface of the guide on the bearing capacity and friction force is estimated.

*Keywords:* hydrodynamics, sliding support (slider, guide), viscous incompressible liquid lubricant, molten surface of the slider, porous coating on the surface of the guide.



# Влияние технологического наследования на точность сборки осесимметричных оболочек

Ямников А.С., Родионова Е.Н.

ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»  
Тула, Россия  
Yamnikovas@mail.ru

Родионова Е.Н., Матвеев И.А.

АО «НПО «СПЛАВ» им. А.Н. Ганичева  
Тула, Россия  
masik-ele@yandex.ru, ivan\_matveev@list.ru

**Аннотация.** При изготовлении тонкостенных оболочек является актуальным повышение точности обработки, исходя из этого принято решение о проведении исследовательской работы. Рассматривается технология изготовления длинномерной оболочки из толстостенной горячекатаной трубы с применением ротационного вытягивания, которое обеспечивает большую точность формы и меньшее влияние свойств исходного вида заготовки по сравнению с технологией получения оболочек штамповкой из заготовок листового проката. Установлено, что колебание диаметра отверстия оболочки при базировании на операции ротационного вытягивания зеркально передается на точность отверстия в оболочке, а максимальное биение центральной части оболочки, подчиняющееся закону распределения Релея, укладывается в допуск с двукратным запасом. Проведенные экспериментальные исследования показали, что увеличение точности изготовления протяженных оболочек можно достичь, уменьшив технологический допуск на внутреннее базовое отверстие заготовки под ротационное вытягивание.

**Ключевые слова:** ротационное вытягивание, погрешности размера и формы, корреляция, базирование.

## ВВЕДЕНИЕ

В машиностроении при обработке различных изделий широко используют тонкостенные оболочки, состоящие из тонкостенных цилиндрических деталей с наружным диаметром от 80 до 320 мм, длиной от 220 до 3000 мм и стенкой от 1 до 5 мм. С небольшой толщиной стенки и, соответственно, относительно малой массой, конструкции этих оболочек имеют необходимую точность и прочность. Эти два параметра противоречат технологии изготовления изделий, так как с уменьшением массы оболочки уменьшается ее жесткость.

## АНАЛИЗ ЗАВОДСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ

В используемой технологическом процессе изготовления заготовок оболочек, включающего вырубку заготовки из листового проката, свертку и ряд переходов вытягивания, чередующегося с термической обработкой, получаемые погрешности заготовок являются  $0,75 \div 1,5$  от допуска на диаметральные размеры [1, 2]. При обработке резанием эти погрешности уменьшаются, согласно законам копирования погрешностей [3–9], однако анизотропия материала исходной заготовки сводит к появлению погрешностей формы – овальности и кривизны трубы.

В большинстве случаев оболочка длиной более 1500 мм с толщиной стенок от 1,5 до 5 мм трудно изготовить в виде одной детали, поэтому его выполняют из нескольких труб меньшей длины. При этом увеличиваются геометри-

ческие погрешности оболочки, так как соединение деталей невозможно без взаимного перекоса осей.

Можно выделить два основных требования, предъявляемых к сборным оболочкам: прямолинейность изделия; герметичность. Эти требования гарантируются конструкцией изделия и точностью его изготовления.

Такая сборная оболочка (рис. 1) получается свинчиванием длинных труб с отношением длины к диаметру  $L/D$  от 10 до 30. Главное функциональное требование к сборным оболочкам – свободное соединение их с заданными диаметрами и кривизной, оцениваемой величиной радиального биения  $\Delta_r$  сборной оболочки, которое нормируется чертежом ( $\Delta_r \leq 0,5$  мм), а также герметичность соединения, определяемая в этом случае точностью взаимного положения привалочных торцов после затяжки, нормируемой величиной одностороннего торцевого зазора  $Z \leq 0,1$  мм.

Еще одним параметром, регламентируемым в технических условиях, является отклонение формы резьбовых и смежных поверхностей в виде некруглости [1–9], в частности овальность, которая для тонкостенных деталей с толщиной стенки от 1,5 до 3 мм значительна (в  $1,2 \div 1,5$  раза больше допуска на диаметральные размеры). Однако при сборке тонкостенных оболочек отклонения формы несколько выправляются. Это известно при проектировании, поэтому нормируется средний диаметр гладкой цилиндрической поверхности и допускают овальность, большая допуск среднего диаметра. Например, для центрирующего утолщения диаметром 121,6 мм на трубе 2 (см. рис. 1) допуск на размер составляет  $T_D = 0,26$  мм, а допуск формы (овальность)  $T_{\text{Дов}} = 0,3$  мм.

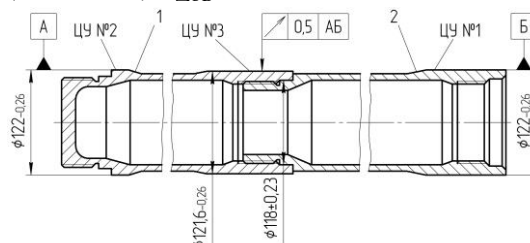


Рис. 1. Сборная оболочка изделия с резьбовым соединением труб 1 и 2: ЦУ 1, ЦУ 2, ЦУ 3 – центрирующие утолщения на трубах

Часто изделия обладают завышенным радиальным и торцевым биением сопрягаемых поверхностей, а также овальностью базовых элементов конструкции. То обстоятельство, что изготовление изделий по единому технологическому процессу на одном и том же оборудовании и при частой наладке приводит к разному их качеству, ука-

зывает на наличие скрытых технологических наследственных связей. Радиальное биение сборной оболочки достигает  $\Delta_r = 1,2 \div 1,5$  мм (при заданном 0,5 мм), и число забракованных изделий составляет в среднем от 20 до 30 %.

Ранее были сделаны исследования формирования выходных характеристик сборных оболочек с учетом параметров труб, изготавливаемых по действующей технологии [1, 2, 4]. Было установлено, что поля рассеяния всех выходных параметров качества превышают существующие допуски: радиальное биение собранной оболочки – в 1,3 раза; овальность среднего центрирующего утолщения (ЦУ 3) – в 2,15 раза. При этом в сборку включали только трубы, проверенные отделом технического контроля предприятия с помощью принятых на производстве измерительных устройств и различных калибров.

Измерения отклонений изготовления базовых поверхностей труб показали, что поля их рассеяния превышают поля их допусков: биение привалочных торцов труб – в 1,5 раза; овальность резьб – в 1,33 раза, овальность поясков – в 1,62 раза. Кроме того, радиальное биение поясков относительно осей резьб – в 2,46 раза; биение торцов комплексных резьбовых калибров – в 2,58 раза; овальность наружных базовых поверхностей – в 1,848 раза. Таким образом, технологический процесс изготовления сборных оболочек при использовании исходных заготовок из листового проката не обеспечивает необходимую надежность [9, 10].

В настоящее время при обработке тонкостенных осесимметричных оболочек разного назначения все чаще используют ротационную вытяжку, в частности, роликами с закрытой и открытой калибровкой, а также с разделением очага деформации. Это позволяет получить оболочку не сборной, как при использовании штампованных из листового проката заготовок (см. рис. 1), а цельными, что уменьшает массу изделия и сокращает трудоемкость сборки.

Для изготовления цельных протяженных осесимметричных оболочек в качестве исходной заготовки используют горячекатаные толстостенные трубы. Операции выполняют в следующей последовательности [11–13]:

- разрезка труб на мерные заготовки;
- механическая обработка резанием (расточивание, обтачивание);
- термическая обработка (закалка, отпуск);
- механическая обработка (чистовое растачивание и обтачивание);
- ротационное вытягивание (первый и второй переход);
- обжим утолщения оболочки;
- низкотемпературный отжиг.

Анализ технологии изготовления протяженных осесимметричных оболочек, учитывая прежние исследования [11–13] позволил сделать предположение, что на их точностные параметры большое влияние оказывает внутренний базовый диаметр заготовки. При ротационном вытягивании базирование заготовки осуществляется базовым отверстием на оправку, закрепленную в патроне станка и поджатую центром. Труба 1 (рис. 2) базируется внутренним базовым диаметром на оправке 2. С одной стороны труба поджимается задним вращающимся центром, входящим в центрирующее отверстие 3, с другой стороны устанавливается в основании 4, которое шесть шпильками 5 закрепляется непосредственно в шпинделе станка.

При необходимости устранения биения оправка выставляется через прижимное кольцо 6 выборочным подтягиванием восьми болтов 7 в зависимости от показаний индикатора часового типа. На обоих переходах отверстие заготовки  $\varnothing 116^{+0,35}$  мм служит двойной направляющей базой [14] и определяет точность взаимного положения системы обработанных поверхностей относительно необработанных (рис. 3)

Технологический процесс изготовления тонкостенных оболочек с использованием ротационного вытягивания, в зависимости от режимов деформации диаметр базового отверстия может, как уменьшаться, так и увеличиваться [11–13]. Так как при ротационном вытягивании очаг деформации перемещается от одного конца заготовки к другому по винтовой линии при её вращении, можно предположить, что вытягивание является точкой бифуркации технологического процесса, в которой нет влияния предыдущих операций на размеры и свойства заготовки [15, 16].

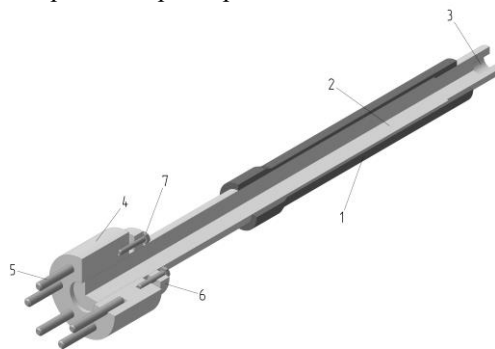


Рис. 2. Схема базирования заготовки при ротационной вытяжке:

- 1 – труба; 2 – оправка; 3 – центрирующее отверстие; 4 – основание;  
5 – шпилька; 6 – прижимное кольцо; 7 – болт

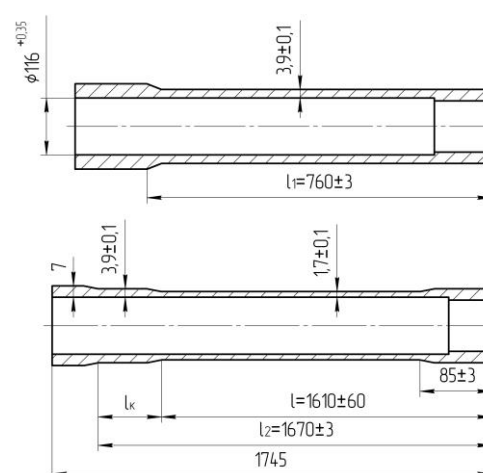


Рис. 3. Эскизы трубы на первом (а) и втором (б) переходах ротационного вытягивания

#### СТАТИСТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ОПЫТНЫХ ДАННЫХ

Для исследования была изготовлена партия из 96 оболочек и измерены фактические отклонения диаметра базового отверстия от номинального значения до и после ро-

тационного вытягивания с помощью индикаторного нутромера с ценой деления 0,01 мм.

Предельный разброс размеров диаметра базового отверстия заготовки до вытяжки -  $x$  составил 0,12 мм (от 116,19 до 116,31 мм), а диаметра базового отверстия заготовки после вытягивания  $y$  - 0,14 мм - (от 116,1 до 116,24 мм).

Для удобства обработки данных принята величина интервалов -  $C_x = C_y = 0,02$  мм. Границы интервалов указаны в таблице.

Таблица

Частота попадания значений в интервал

y - диаметр базового отверстия заготовки после вытяжки		x - диаметр базового отверстия заготовки до вытяжки					
Интервал значений y	$\bar{y}_x$ - Среднее значение диаметра базового отверстия заготовки после вытяжки в рассматриваемом интервале	Интервал значений x					
		$\bar{x}$ - Среднее значение диаметра базового отверстия заготовки до вытяжки в рассматриваемом интервале					
		116,19÷116,21	116,21÷116,23	116,23÷116,25	116,25÷116,27	116,27÷116,29	116,29÷116,31
116,1÷116,12	116,11	-	2	6	3	-	-
116,12÷116,14	116,13	1	5	4	2	1	-
116,14÷116,16	116,15	3	3	6	6	2	2
116,16÷116,18	116,17	-	-	2	9	-	-
116,18÷116,2	116,19	1	3	2	8	5	2
116,2÷116,22	116,21	-	2	3	5	4	3
116,22÷116,24	116,23	-	-	-	-	-	1
$\sum_{i=1}^l n_{x_i} = 96$		5	15	23	33	12	8

Частота попадания размеров по каждому интервалу приведена в табл. 1.

В работах [17, 18] авторов установлено, что диаметры базового отверстия заготовки  $x$  - до вытяжки ( $\sigma 116,15^{+0,15}$ ) и  $y$  - после вытяжки ( $\sigma 116^{+0,35}$ ) подчиняются нормальному закону распределения, также определены статистические характеристики, отражающие линейную зависимость между  $x$  и  $y$ , которую можно записать в виде уравнения прямой линии.

( $\bar{x}$ ,  $\bar{y}_x$  - среднее значение диаметра базового отверстия заготовки до и после вытяжки в рассматриваемом интервале;

$x'$ ,  $y'$  - новые переменные, с помощью которых можно существенно облегчить процедуру вычислений. Переход к новым переменным осуществляется по формулам:

$$x' = \frac{x - a_x}{C_x}; \quad y' = \frac{y - a_y}{C_y},$$

где  $a_x$  и  $a_y$  - новые начало отчетов, в нашем случае это номинальный диаметр базового отверстия:  $a_x = a_y = 116$  мм.)

Коэффициент корреляции, устанавливающий силу (тесноту) корреляционной связи при линейной зависимо-

сти между двумя переменными: случайными значениями диаметра базового отверстия заготовки после вытяжки -  $y$  и диаметра базового отверстия заготовки до вытяжки -  $x_i$ :

$$r_{xy} = \frac{C_{xy}}{S_x S_y} = \frac{0,0003}{0,025 \cdot 0,033} = 0,364$$

где  $C_{xy}$  - величина ковариации двух случайных величин -  $x$  и  $y$ ;  $S_x$  и  $S_y$  - выборочная дисперсия, соответственно - диаметра базового отверстия заготовки до вытяжки -  $x$  и после вытяжки -  $y$ . статистические характеристики [19, 20].

Корреляционное отношение зависимой переменной -  $y$  по независимой переменной -  $x_i$  составило:

$$\eta_y = \frac{S_{\bar{y}_x}}{S_{y'}} = \frac{0,716}{1,663} = 0,431,$$

где  $S_{\bar{y}_x}$  - дисперсия групповых средних (дисперсия теоретических значений результативного признака, отражает влияние фактора  $x$  на вариацию  $y$ ),  $S_{y'}$  - общая дисперсия  $y'$ .

Регрессионное уравнение получается в виде:

$$\tilde{y}_x = 0,48x + 60,37. \quad (1)$$

где  $\tilde{y}_x$  - ожидаемое значение диаметра базового отверстия заготовки после вытягивания в зависимости от текущего значения  $x$  - диаметра базового отверстия заготовки до вытягивания

На рис. 4 приведена графическая интерпретация результатов эксперимента. На корреляционном поле численность точек в каждой клетке соответствует значению частот, указанных в таблице.

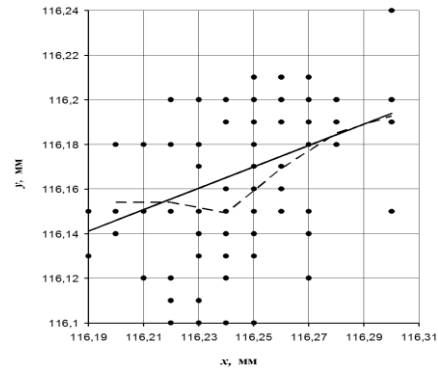


Рис. 4. Графическая интерпретация результатов эксперимента:

● - массив данных; — и - - - соответственно теоретическая и эмпирическая линии регрессии,  $x$  - диаметр базового отверстия заготовки до вытяжки,  $y$  диаметр базового отверстия заготовки после вытяжки,

$\tilde{y}_x$  - статистически ожидаемое значение диаметра базового отверстия заготовки после вытяжки в зависимости от текущего значения  $x$  - диаметра базового отверстия заготовки до вытяжки

На рис. 4 показаны также точки, соответствующие средним значениям базового отверстия заготовки после вытягивания в рассматриваемом интервале -  $\bar{y}_x$  в каждом интервале, соединив которые отрезками, получим эмпирическую регрессионную линию согласно уравнению (1),

т. е. теоретическую линию регрессии. Чтобы оценить достоверность данной модели, необходимо знать общую и межинтервальную дисперсию. Определим дисперсию  $\tilde{y}_x$  (статистически ожидаемого значения диаметра базового отверстия заготовки после вытяжки в зависимости от текущего значения  $x$  – диаметра базового отверстия заготовки до вытяжки):

$$S_{\tilde{y}_x}^2 = \frac{\sum n_{x_i} (\tilde{y}_{x_i} - \bar{y}_x)^2}{\sum n_x} = \frac{1399367,731}{96} = 14576,747 \text{ мм}^2.$$

Критерий Фишера определили по формуле

$$F = \frac{S_y^2}{S_{\tilde{y}_x}^2} = \frac{5060,873}{14576,747} = 0,347.$$

По результатам вышеприведенных данных найдены для числа степеней свободы  $r_1 = r_2 = f - 1 = 6$ , где  $f$  – число интервалов, и доверительной вероятности  $\beta = 0,95$ , табличное значение критерия Фишера  $F_T = 3,7$ . Поскольку рассчитанное значение  $F = 0,347 < F_T = 3,7$ , то полученная модель адекватна, т. е. с помощью уравнения регрессии можно прогнозировать величину  $y$  в зависимости от изменения величины  $x$  с требуемой точностью, т. е. при  $\beta = 0,95$ . Также определены доверительные интервалы для математической вероятности диаметра базового отверстия оболочки после вытягивания в рассматриваемом пределе  $-M(y)$ , которые для вероятности  $\beta = 0,95$  и табличного значения критерия Стьюдента  $t = 1,96$  определяются из условия:

$$116,17 - 0,01 < M(y) < 116,17 + 0,01$$

или  $M(y) = 116,17 \pm 0,01.$

Проверка достоверности полученной модели в программе «Статистика» [19] подтвердила возможность прогнозирования выходного параметра по величине входного, причем наилучший прогноз получен для среднего значения интервала параметра. Таким образом, установлено статистически значимое влияние технологической наследственности в современной технологии изготовления протяженных осесимметричных оболочек. В исследовании [1] показано, что большое значение для функционирования сборной оболочки изделия имеет биение центральной утолщения. В нашем случае – это монолитная оболочка (рис. 5), биение центральной части которого также необходимо проверить.

В конкретном случае допуск на биение составляет 1,5 мм. Были проведены замеры 48 заготовок. Принято [15, 20], что распределение биения подчиняется закону Релея.

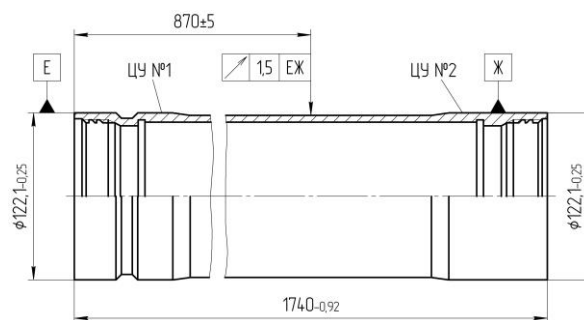


Рис. 5. Эскиз оболочки с нормами точности относительного положения поверхностей

В программе «Статистика» обработаны результаты эксперимента и по полученным статистическим данным построена гистограмма распределения фактического биения центральной части оболочки (рис. 6), показывающая, что все измерения находятся в пределах поля допуска, а также подчиняются закону распределения Релея (рис. 7).

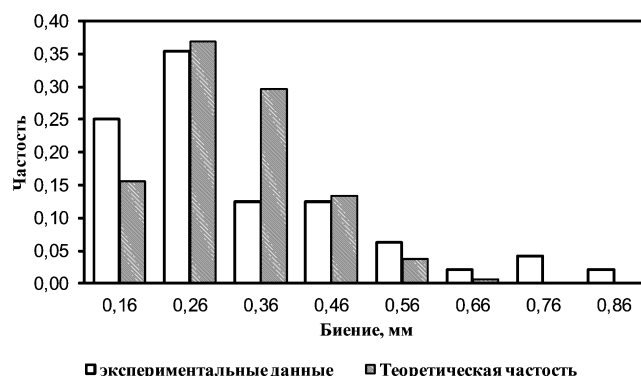


Рис. 6. Гистограмма распределения фактических значений биений центральной части оболочки: □ и ■ – соответственно опытные и теоретические значения

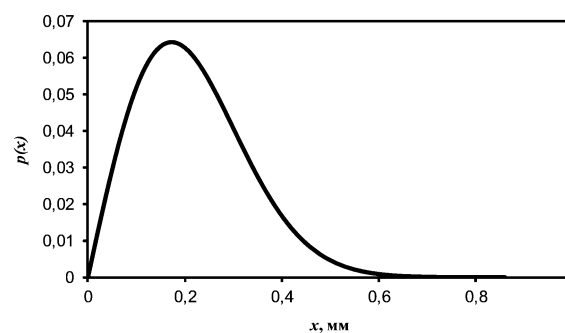


Рис. 7. Кривая распределения Релея значений биения центральной части оболочки

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Таким образом, изложенное показывает, что рассматриваемый современный технологический процесс обеспечивает значительный запас по точности и по биению центральной части оболочки

1. Изготовление сборных оболочек с использованием исходных заготовок из листового проката не обеспечивает необходимую их надежность.

2. Изготовление монолитных оболочек с использованием исходных заготовок из горячекатаной трубы обеспечивает большой запас по точности размеров и формы детали.

3. Ротационное вытягивание не устраняет влияния погрешностей предыдущих операций на размеры и свойства заготовки. Так, погрешности базового диаметра заготовки копируются на оболочке с коэффициентом уточнения 0,48, соответствующим коэффициенту в уравнении регрессии.

4. Экспериментальные исследования отражают, чтобы повысить точность изготовления оболочек необходимо уменьшить предельный допуск на базовый диаметр заготовки под ротационное вытягивание. Соотношение допуска на диаметр отверстия к полю его фактического рассеяния должно быть 1,786, что гарантированно больше требуемого по критериям технологической надежности значения 1,2, полученным в ранее проведенных исследованиях[21].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Васильев А. С. Влияние наследственных технологических погрешностей изготовления базовой трубы на параметры собранного реактивного двигателя / А.С. Васильев, А.С. Ямников, О.А. Ямникова, И.А. Матвеев // Черные металлы. – 2019. – №1. – С. 67-71.

2. Семин В. В. Влияние деформаций тонкостенных резьбовых деталей на точность сборки / В.В. Семин, В.М. Логунов, А.С. Ямников // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 1991. – № 2. – С. 74-82.

3. Красильников В. М. Формирование точных резьбовых поверхностей на деталях сложной формы в условиях серийного производства / В.М. Красильников, А.С. Ямников // Сб. материалов РНТК «Ресурсосберегающая технология». – М.: МГААТМ, 1993. – С. 95-97.

4. Матвеев И. А. Повышение точности трубных корпусов-оболочек с учётом технологического наследования при обработке и сборке: дисс. канд. техн. наук. – Тула, 2018. – 168 с.

5. Bakhno A.L. More Precise Reaming of Holes in Welded Components / A.L. Bakhno, A.S. Yamnikov, A.S. Vasilyev, A.O. Chuprikov // Russian Engineering Research. – 2019. – №39(11). – pp. 990-992.

6. Ямникова О. А. Упругие деформации заготовок полых осесимметричных корпусов при закреплении в трехкулачковых патронах / О.А. Ямникова, А.С. Ямников, А.О. Чуприков, И.А. Матвеев // Черные металлы. – 2018. – №6. – С. 25-30.

7. Ямников А. С. Проявление технологического наследования при токарной обработке нежестких трубных заготовок / А.С. Ямников, И.А. Матвеев, Е.Н. Родионова // Черные металлы. – 2019. – №5. – С. 36-40.

8. Yamnikov A. S. Chucks for Thin - Walled Blanks / A.S. Yamnikov, A.O. Chuprikov // Russian Engineering Research. – 2015. – V. 35 N. 11. – Pp. 838-840.

9. Yamnikov A. S. The Effect of Errors of the Form and Position of the Base Surfaces of a Composite Axisymmetric Body on the Size of an Adjacent Contour / A.S. Yamnikov, E.N. Rodionova, O.A. Yamnikova, I.A. Matveev // Measurement Techniques. November. – 2019. – Volume 62, Issue 8. – pp. 692-696.

10. ГОСТ 27.202–83. Надежность в технике. Технологические системы. Методы оценки надежности по параметрам качества изготавливаемой продукции. М.: Стандартинформ. – 2002. – 35 с.

11. Пат. 2295416 Рос. Федерация: МПК8 C21D8/10, C21D8/10. Способ изготовления осесимметричных корпусов.

12. Яковлев С.С. Ротационная вытяжка осесимметричных оболочек из анизотропных материалов с разделением очага деформации / С. С. Яковлев, В. И. Трегубов, О. В. Пилипенко и др. // Вестник машиностроения. – 2015. – № 1. – С. 73-78.

13. Трегубов В.И. Инновационные технологические процессы ротационной вытяжки сложнопрофильных осесимметричных деталей / В. И. Трегубов, С. С. Яковлев, Е. В. Осипова и др. // Кузнечно-штамповочное производство. Обработка материалов давлением. – 2013. – № 11. – С. 9-16.

14. Ямников А. С. Влияние заднего угла и параметров упрочняющей фаски керамических резьбовых резцов на стойкость / А.С. Ямников, О.А. Ямникова, А.О. Чуприков, А.И. Харьков // Цветные металлы. – 2018. – №12. – С. 88-91.

15. Васильев А. С. Статистическая модель трансформации свойств изделий в технологических средах // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 1997. – № 4. – С. 19-20.

16. Дальский А. М. Наследственные связи заготовительного и механосборочного производств // Вестник машиностроения. – 1998. – № 1. – С. 34-36.

17. Матвеев И. А. Статистический анализ точности предварительной токарной обработки трубной заготовки / И.А. Матвеев, А.С. Ямников, О.А. Ямникова // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2015. – № 11. Ч. 1. – С. 111-120.

18. Матвеев И. А. Точность операции растачивания протяженных осесимметричных корпусов / И.А. Матвеев, А.С. Ямников // Известия ТулГУ. Технические науки. – 2016. – № 8-2. – С. 9-15.

19. Боровиков В. П. Популярное введение в современный анализ данных в системе STATISTICA. – М.: Горячая линия - Телеком, 2013. – 288 с.

20. Громько Г. Л. Теория статистики. – М.: Инфра-М, 2001. – 160 с.

21. Маталин А. А. Технология машиностроения. Учебник для машиностроительных вузов по специальности "Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты". – Санкт-Петербург: Лань, 2008. – 512 с.

---

---

# Influence of Technological Inheritance on the Accuracy of Assembly of Axisymmetric Shells

Yamnikov A.S., Rodionova E.N.  
FSBEI of HE "Tula State University"  
Tula, Russia  
Yamnikovas@mail.ru

Rodionova E.N., Matveev I.A.  
JSC "NPO" SPLAV "named after A.N. Ganicheva"  
Tula, Russia  
masik-ele@yandex.ru, ivan\_matveev@list.ru

*Abstract.* In the manufacture of thin-walled shells, it is important to increase the accuracy of processing, on the basis of this a decision was made to conduct research. The technology of manufacturing a long shell from a thick-walled hot-rolled pipe using rotational drawing is considered, which provides greater accuracy of the form and less influence of the properties of the initial type of the workpiece in comparison with the technology for producing shells by stamping from sheet metal blanks. It has been established that the variation in the diameter of the shell opening during basing on the operation of rotational pulling is mirrored to the accuracy of the hole in the shell, and the maxi-

mum runout of the central part of the shell, obeying the Rayleigh distribution law, fits into the tolerance with a double margin. Experimental studies have shown that an increase in the accuracy of manufacturing extended shells can be achieved by reducing the technological tolerance on the internal base hole of the workpiece for rotational drawing.

*Keywords:* rotational pulling, size and shape errors, correlation, basing.

# Исследование и оценивание стабильности технологических процессов изделий машиностроения на этапе серийного производства

Кухтик М.П., Макаров А.М., Федорова Н.В.  
Волгоградский государственный технический университет  
Волгоград, Россия  
mpkuhtik@gmail.com

**Аннотация.** В статье представлены материалы по оцениванию стабильности технологических процессов изделий машиностроения на этапе серийного производства. Рассмотрены различные отклонения при изготовлении серийной продукции от нормативно-технологической документации. Описаны основные причины и факторы, приводящие к отклонениям параметров, установленных в нормативно-технологической документации. Рассмотрен общий подход к оценке стабильности технологических процессов, основанный на оценке точности изготавливаемых изделий. Для исследования стабильности технологического процесса представлены функциональные зависимости, по которым построены графики в виде криволинейных траекторий. По этим графикам определяется максимальное расстояние между кривыми линиями на определенном участке, что позволяет оценить точность изготовления изделия. В практике изготовления сложных изделий машиностроения с целью статистического регулирования производственного процесса вводят контрольные карты, которые наглядно отражают ход производственного процесса и выявляют нарушение технологии. Для сложных изделий машиностроения в основном используют контрольные карты индивидуальных значений параметров. Это вызвано тем, что детали, узлы или механизмы этих изделий изготавливают малыми партиями, а контролю подвергают наиболее ответственные параметры, влияющие на работоспособность изделий.

**Ключевые слова:** стабильность технологических процессов, серийное производство, точность изготовления, контрольные карты.

## ВВЕДЕНИЕ

При разработке сложных технических изделий становится актуальной проблема выявления причин и факторов, влияющих на стабильность технологических процессов, а также точность изготовления деталей, узлов и механизмов изделий при серийном производстве [1-6]. Важной задачей является обеспечение стабильности технологических процессов за счет контроля качества готовой продукции.

С целью решения поставленной проблемы в настоящей статье необходимо было: представить основные причины и факторы, влияющие на стабильность технологических процессов, разработать функциональные зависимости для определения точности изготовления деталей, узлов и механизмов изделий; уточнить контроль качества выпускае-

мой продукции с помощью контрольных карт по наиболее важному технологическому параметру, влияющему на работоспособность изделий [7-12].

## ПРИЧИНЫ ОТКЛОНЕНИЙ ГОТОВОЙ ПРОДУКЦИИ ОТ ТРЕБОВАНИЙ НОРМАТИВНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

В ходе выполнения технологических процессов как при освоении выпуска продукции, так и при установившемся производстве возможны различные отклонения от требований нормативно-технической документации в готовой продукции [13-17]. Причины таких отклонений достаточно многочисленны. Существуют две группы факторов, которые приводят к этим отклонениям.

К первой группе факторов можно отнести:

- отсутствие на рабочих местах чертежей и необходимых инструкций на выполнение технологических операций;
- незакрепленность конкретных видов работ (операций) за определенными исполнителями;
- несоблюдение последовательности выполнения работ, заданных в технологических маршрутных картах;
- несвоевременное предъявление на контроль первой детали (операции);
- использование технологической оснастки, режущего и мерительного инструмента, испытательного оборудования и т.д., не указанных в маршрутных картах;
- применение материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий, не предусмотренных технологическими процессами;
- несоблюдение установленных нормативно-технической документацией приемов, методов и режимов обработки изделий и их испытаний;
- использование неаттестованных средств контроля и средств технологического оснащения с просроченными сроками годности;
- неудовлетворительное состояние средств технологического оснащения, ремонтной базы, испытательного оборудования и т. д.

Эти факторы носят случайный характер и их устраняют в процессе организационно-технических мероприятий.

Ко второй группе факторов, которые также носят случайный характер, относят различные отклонения, вызванные разбросом:

Результаты исследований, представленные в статье, получены при финансовой поддержке в рамках научного проекта РФФИ № 17-08-00018.

– характеристик (физических, геометрических, массы и т.д.) материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий;

– характеристик параметров и средств технологического оснащения, измерительных приборов, режущего и измерительного инструмента, стендового и испытательного оборудования и т.д.;

– допусков (случайные неблагоприятные их сочетания) в размерных технологических цепочках.

Вторая группа факторов описывается определенными статистическими законами, которые могут быть учтены при исследовании стабильности технологических процессов.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ СТАБИЛЬНОСТИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА ПО ТОЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЯЕМОГО ИЗДЕЛИЯ

Общий подход к оценке стабильности технологических процессов основывается на оценке точности изготовляемого изделия [18, 19]. При этом точность изготовления изделия оценивают, как по «мгновенному», так и по интегральному рассеянию параметров за некоторый промежуток времени.

Точность технологического процесса ухудшается прямо пропорционально времени его протекания. Это означает, что если в некоторый момент времени  $t_0$  точность технологического процесса характеризовалась величиной  $\delta_0$ , то в следующий момент времени  $t_1$ , отстающий от момента времени  $t_0$  на величину  $\Delta t$ , точность будет характеризоваться величиной  $\delta_1$ , связанной с  $\delta_0$  линейной зависимостью [20-22]:

$$\delta_1 = \delta_0 + \Delta t, \quad (1)$$

где  $k$  – коэффициент пропорциональности.

Коэффициент корреляции между случайными величинами  $\delta_0$  и  $\delta_1$  определяют по формуле [23]

$$r_{\delta_0, \delta_1} = \sigma_{\delta_1}^2 / \sqrt{\sigma_{\delta_1}^2 + \sigma_k^2 \Delta t^2} \geq 0, \quad (2)$$

где  $\sigma_{\delta_1}$  и  $\sigma_k$  – средние квадратические отклонения случайных величин  $\delta_1$  и  $k$ .

С целью выпуска качественной продукции осуществляют управление технологическими процессами. В таких случаях корреляционная связь между случайными величинами  $\delta_0$  и  $\delta_1$  неизбежно будет ослабевать по мере увеличения отрезка времени  $\Delta t$ . Коэффициент корреляции при некоторых значениях измеряемых параметров технологических процессов в промежутке времени  $\Delta t$  может быть отрицательным.

Для исследования стабильности технологического процесса по точности изготовляемого изделия воспользуемся графиками (рис. 1). На участке  $[t_0, t_1]$ , который, в общем случае, представляет некоторую криволинейную траекторию, можно воспользоваться расстоянием между двумя кривыми, которые заданы функциями  $\delta_0$  и  $\delta_1$  (рис. 1, а) [20].  $\delta_0$  и  $\delta_1$  – заданная и фактическая точности технологического процесса соответственно.

$$\left. \begin{aligned} \delta_0 &= \varphi_0(t), \\ \delta_1 &= \varphi_1(t) \end{aligned} \right\} \text{при } [t_0 \leq t \leq t_1]. \quad (3)$$

Максимальное расстояние между этими кривыми линиями на участке  $[t_0, t_1]$  обозначим через  $l$  (рис. 1, б), которое равно абсолютному значению разности  $|\varphi_0(t) - \varphi_1(t)|$ .

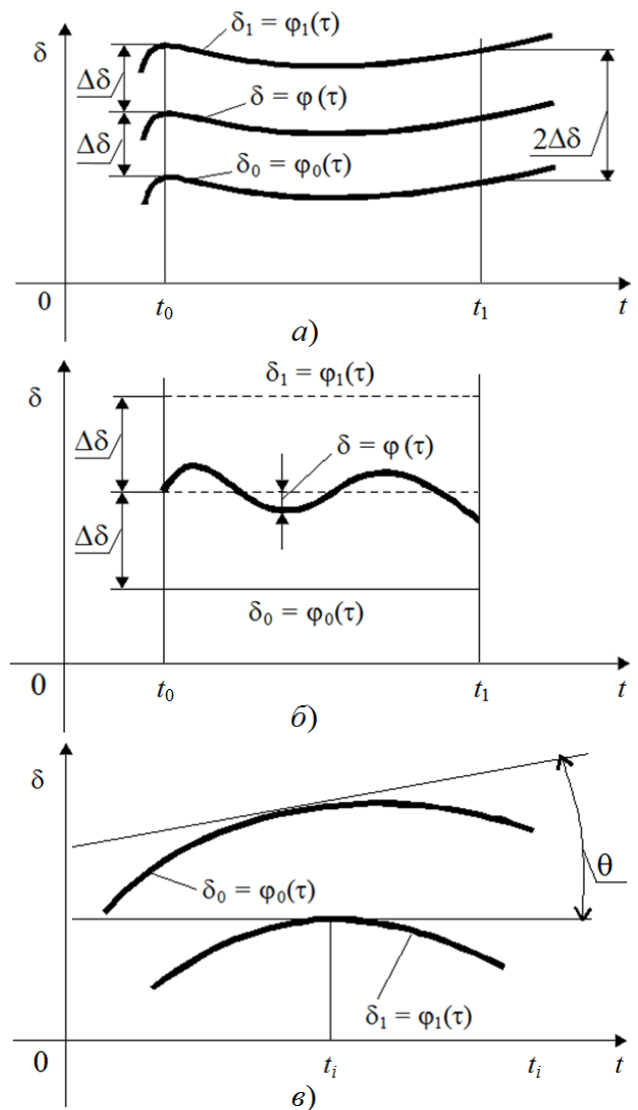


Рис. 1. Графики для определения расстояния: а – между двумя кривыми –  $\delta_1$  и  $\delta$ ,  $\delta_0$  и  $\delta$ ; б – между прямой и кривой –  $\delta_1$  и  $\delta$ ,  $\delta_0$  и  $\delta$ ; в – между двумя кривыми первого порядка –  $\delta_1$  и  $\delta_0$

Построим по обе стороны от кривой  $\delta = \varphi(t)$  полосу шириной  $2\Delta\delta$  (рис. 1, а). Тогда расстоянием от кривой  $\delta_1 = \varphi_1(t)$  до  $\delta_0 = \varphi_0(t)$  будет являться половина наименьшей ширины  $\delta_0 = \varphi_0(t)$ , заключающей кривую  $\delta_1 = \varphi_1(t)$ . В частном случае, когда  $\delta_0 = \varphi_0(t)$  представляет собой прямую линию, параллельную оси  $0t$ , это соответствует ширине полосы, равной максимальному отклонению  $l$  кривой  $\delta_1 = \varphi_1(t)$  от прямой  $\delta_0 = \varphi_0(t)$  (рис. 1, б).

Более точное расстояние  $l$  между кривыми  $\delta_0 = \varphi_0(t)$  и  $\delta_1 = \varphi_1(t)$ , для которых существуют непрерывные производные до  $n$ -го порядка включительно, находят с помощью максимумов разности между производными из выражений [20, 24]:



$$\begin{cases} \varphi_0(t) - \varphi_1(t); \\ \varphi_0^1(t) - \varphi_1^1(t); \\ \dots\dots\dots \\ \varphi_0^n(t) - \varphi_1^n(t) \end{cases} \quad (4)$$

на отрезке  $[t_0 \leq t \leq t_1]$ , т.е.

$$\begin{cases} l^0 = \max|\varphi_0(t) - \varphi_1(t); \\ l^1 = \max|\varphi_0^1(t) - \varphi_1^1(t); \\ \dots\dots\dots \\ l^n = \max|\varphi_0^n(t) - \varphi_1^n(t) \end{cases} \quad (5)$$

на этом отрезке  $[t_0 \leq t \leq t_1]$ , где  $l^1, l^n$  – производные 1-го и  $n$ -го порядка.

Максимальное значение абсолютной величины разности –  $\max|\varphi_0(t) - \varphi_1(t)|$  – на отрезке времени  $[t_0, t_1]$  называют расстоянием нулевого порядка, максимальное значение абсолютной величины разности –  $\max|\varphi_0^1(t) - \varphi_1^1(t)|$  – в некоторый момент времени  $t_i$  – расстоянием первого порядка. Геометрический смысл этого определения – расстояние между касательными в точке  $t_i$  кривых  $\varphi_0(t_i)$  и  $\varphi_1(t_i)$  (см. рис. 5.1, в). В этой связи, расстояние первого порядка можно рассматривать как меру, характеризующую в некоторой точке  $t_i$  максимальное расстояние между кривыми  $\delta_0 = \varphi_0(t)$  и  $\delta_1 = \varphi_1(t)$  на отрезке  $[t_0 \leq t \leq t_1]$ .

#### КОНТРОЛЬНЫЕ КАРТЫ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ЗНАЧЕНИЙ ИЗМЕРЯЕМЫХ ПАРАМЕТРОВ

В практике изготовления сложных изделий машиностроения с целью статистического регулирования производственного процесса вводят контрольные карты, которые наглядно отражают ход производственного процесса и выявляют нарушение технологии. Различают контрольные карты по измеряемым (количественным) и неизмеряемым (качественным) признакам качества в зависимости от того, поддается ли признак количественному измерению или же допускает только качественную оценку [25, 26].

Для сложных изделий машиностроения в основном используют контрольные карты индивидуальных значений параметров. Это вызвано тем, что детали, узлы или механизмы этих изделий изготавливают малыми партиями, а контроль подвергают наиболее ответственные параметры, влияющие на работоспособность изделий. Для карты индивидуальных значений характерно то, что измерение параметра проводят для каждого узла, механизма или детали, которые изготавливают на станке или другом оборудовании. Полученное значение параметра заносят в карту в виде точки, крестика или звездочки. Карту индивидуальных значений применяют, главным образом, для наблюдения за технологическим процессом. Эта карта имеет тот недостаток, что по ней нельзя сразу сделать вывод о причине нарушения технологического процесса по одному-двум выбросам за контрольные границы.

Контрольные границы карты индивидуальных значений определяют, исходя из нормального распределения

измеряемого параметра. С одной стороны, ширину контрольного интервала измеряемого параметра задают с ошибкой  $\alpha$  не более 0,27 % выражением

$$a - 3\delta \leq x \leq a + 3\delta, \quad (6)$$

где  $a$  – номинальное значение параметра по документации;  $\delta$  – среднее квадратическое отклонение случайной величины  $X$ ;  $x$  – фактическое значение замеренного параметра.

С другой стороны, поле допуска контролируемого размера определяется неравенством

$$T_L = a + \delta_1 \leq x \leq a + \delta_2 = T_H, \quad (7)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – допустимые отклонения параметра  $a$ , не превышающие предельных отклонений  $T_L$  и  $T_H$ .

Поле допуска составляет

$$T_H - T_L = \delta_2 - \delta_1, \quad (8)$$

Пределы допуска  $T_L = a + \delta_1$  и  $T_H = a + \delta_2$  задают в чертеже. На контрольную карту индивидуальных значений измеряемого параметра (рис. 2) наносят номинальное значение измеряемого параметра  $a$  и предельные отклонения  $T_L$  и  $T_H$ , заданные чертежом. Если результат  $x$  измерения для контролируемого параметра вышел за пределы допуска, то деталь бракуют. Деталь считают годной, если значение  $x$  лежит в пределах допуска, т.е. выполняется условие (7). Чем уже поле допуска, тем выше качество детали. Однако при сужении поля допуска возрастают требования к технологической оснастке производственного процесса. Поэтому задаваемый допуск, с одной стороны, должен обеспечивать работоспособность детали, узла или механизма, а с другой стороны, – соответствовать существующим производственным возможностям

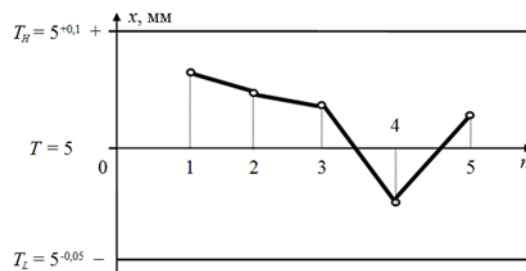


Рис. 2. Контрольная карта индивидуальных значений измеряемого параметра:  $n$  – число проверенных деталей или сборочных единиц

Следовательно, контроль стабильности технологических процессов с помощью карт индивидуальных значений измеряемых параметров позволяет обеспечить высокое качество деталей, узлов и механизмов изделия. Так, например, карты индивидуальных значений измеряемых параметров вводят для самых ответственных деталей, входящих в исполнительные узлы и механизмы, такие как, например, подъемный механизм, домкрат, силовой редуктор, блокировки, муфты, гидроцилиндры, гидроклапаны и т.д.

В практике изготовления изделий серийного и массового производства с целью обеспечения стабильности технологических процессов широкое распространение получил метод выборочного контроля. Этот метод основан на проверке качества определенного числа готовых деталей, узлов или механизмов из некоторой партии

(например, месячной, квартальной, полугодовой и годовой), выпущенных деталей, узлов или механизмов.

#### ВЫВОДЫ

Представлены основные причины и факторы, влияющие на стабильность технологических процессов на этапе серийного изготовления изделий машиностроения. Разработаны функциональные зависимости, на основе которых построены кривые траектории изменения точности технологических параметров изготовления деталей, узлов и механизмов изделий машиностроения при серийном производстве. С целью обеспечения стабильности технологических процессов вводятся контрольные карты индивидуальных значений измеряемых параметров деталей, узлов и механизмов. Полученные результаты исследований внедрены на предприятиях машиностроительной отрасли, например, на ФГУП «ПО «Баррикады» (г. Волгоград), АО «Завод №9» (г. Екатеринбург) и ряде других предприятий.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Trukhanov V.M. Modeling of Try-Out and Reliability Estimation of Technological Processes of Machine-Building Products / V.M. Trukhanov, M.P. Kukhtik, A.M. Makarov // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019) (Sochi, 25–29 March 2019). – Sochi, 2019. – P. 439-446.
2. Yehorov V. System Analysis of the Technological Processes Stability / V. Yehorov // The Romanian Journal of Information Technology and Automatic Control. – 2019. – vol. 29, is. 2. – P. 49-62.
3. Increase in the efficiency of functioning of processing lines based on the system analysis of stability of specific operations / I.Y. Aleksanyan [et al.] // Foods and Raw Materials. – 2018. – vol. 6, is. 1. – P. 163-171.
4. Ostapchuk A.K. Estimation of the Stability of the Machining Technological System Using Nonlinear Dynamics Mathematical Models / A.K. Ostapchuk, E.M. Kuznetsova, O.V. Dmitrieva // Proceedings of 2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon 2018) (Vladivostok, 2-4 October 2018). – Vladivostok, 2018. – DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602523
5. Makarova L.V. A methodical approach to ensure the stability and quality of technological processes / L.V. Makarova, R.V. Tarasov, D.V. Tarasov // The Romanian Journal of Information Technology and Automatic Control. – 2015. – vol. 8, is. 6. – P. 257-261.
6. Loganina V.I. Evaluation reliability of the control building materials and products for stability technological processes of production / V.I. Loganina // Contemporary Engineering Sciences. – 2014. – vol. 7, is. 36. – P. 1927-1933.
7. Burduk A. Assessment of production system stability with the use of the FMEA analysis and simulation models / A. Burduk, M. Jagodziński // Intelligent Data Engineering and Automated Learning – IDEAL 2015 (Wroclaw, 14–16 October 2015). – Wroclaw, 2015. – P. 216-223.
8. Karimi H.R. Delay-dependent stability analysis for large scale production networks of autonomous work systems / H.R. Karimi, S. Dashkovskiy, N.A. Duffie // Nonlinear Dynamics and Systems Theory. – 2010. – vol. 10, is. 1. – P. 55-63.
9. Самошкин В.М. Методы анализа стабильности параметров ракетных двигателей в условиях серийного производства / В.М. Самошкин, И.М. Петров // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – 2017. – Т. 1, №13. – С. 177-179.
10. Останина Н.Г. Методы анализа стабильности параметров ракетных двигателей в условиях серийного производства / Н.Г. Останина, С.Г. Бредихин, И.М. Петров // Актуальные проблемы авиации и космонавтики. – 2015. – Т. 1, №11. – С. 98-99.
11. Об оценке стабильности производственных процессов в условиях единичного и мелкосерийного производства / В.Г. Эдвабник [и др.] // Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2013. – Т. 5, №1. – С. 195-200.
12. Контроль технологической дисциплины как условие стабильности производственного процесса / Ю.М. Фартышев [и др.] // Интерэкспо Гео-Сибирь. – 2015. – Т. 5, №3. – С. 214-218.
13. Дальский А.М. Технологическое обеспечение надежности высокоточных деталей машин / А.М. Дальский. – М.: Машиностроение, 1975. – 223 с.
14. Труханов В.М. Надежность сложных систем на всех этапах жизненного цикла: монография / В.М. Труханов, А.М. Матвеевко. – М.: ООО Издательский дом «Спектр», 2016. – 663 с.
15. Труханов В.М. Надежность энергетического оборудования тепловых электростанций: монография / В.М. Труханов, М.М. Султанов. – М.: ООО Издательский дом «Спектр», 2019. – 375 с.
16. Birolini A. Reliability Engineering: Theory and Practice / A. Birolini. – New York, London: Springer, 2017. – 651 pp.
17. Kapur K.C. Reliability Engineering / K.C. Kapur, M. Pecht. – Hoboken, New Jersey: Wiley & Sons, Inc., 2014. – 489 pp.
18. Kernytskyy A. Models for the analysis of accuracy of technological processes / A. Kernytskyy, I. Motyka, N. Nestor // The Experience of Designing and Application of CAD Systems in Microelectronics – Proceedings of the 9th International Conference (CADSM 2007) (Lviv–Polyana, 19-24 February 2007). – Lviv–Polyana, 2007. – P. 303-304.
19. Батманов Э.З. Вероятностное моделирование в исследованиях точности изготовления изделий машиностроения / Э.З. Батманов, Р.В. Гусейнов // Вестник ДГТУ. Технические науки. – 2016. – Т. 40, №1. – С. 46-52.
20. Надежность и эффективность в технике. В 10 т. Т. 7. Качество и надежность в производстве / Под ред. И.В. Апполонова. – М.: Машиностроение, 1989. – 280 с.
21. Проников А.С. Надежность машин / А.С. Проников. – М.: Машиностроение, 1978. – 592 с.
22. Технологическое обеспечение качества продукции в машиностроении (активный контроль) / Г.Д. Бурдун [и др.]. – М.: Машиностроение, 1975. – 279 с.
23. Вентцель Е.С. Теория вероятностей / Е.С. Вентцель. – М.: Юстиция, 2018. – 658 с.
24. Труханов В.М. Надежность в технике: монография / В.М. Труханов. – М.: ООО Издательский дом «Спектр», 2017. – 656 с.
25. Bezprozvannykh G.V. The stability monitoring of the manufacturing process of electrical insulating systems of traction electric machines / G.V. Bezprozvannykh, A.V.

# A Study and Evaluation of the Stability of the Technical Processes for Machine-Building Products at the Stage of Serial Production

Kukhtik M.P., Makarov A.M., Fedorova N.V.

Volgograd State Technical University

Volgograd, Russia

mpkuhtik@gmail.com

**Abstract.** The article represents the materials on the stability evaluation of the technical processes for machine-building products at the stage of serial production. Various deviations from the standard process documentation, when serial products are produced, have been considered. The main reasons and factors, which result in deviations in the parameters set up in the standard process documentation, have been described. The general approach to the stability evaluation of the technical processes has been considered, which is based on the accuracy assessment of the details manufactured. Functional relationships to explore the stability of a technical process have been presented and graphs in the form of curved trajectories have been plotted according to them. The maximum distance between the curves in a certain segment is determined according to these graphs, which allows to

assess the manufacturing accuracy of a product. Quality forms, which clearly reflect the course of the manufacturing process and detect a technological violation, are introduced in the practice of manufacturing of complex machine-building products with the purpose of statistical regulation of the production process. Quality forms for the individual parameter values are generally used for complex machine-building products. This is due to the fact that the parts, units or devices of these products are manufactured in small lots and the most critical parameters, which influence the efficiency of the products, are subject to inspection.

**Keywords:** stability of technical processes, serial production, manufacturing accuracy, quality forms.

# Влияние структуры микрорельефа поверхности зубьев на эксплуатационные параметры зубчатых передач

Караванова А.Г., Калашников А.С.  
Московский политехнический университет  
Москва, Россия

geartechniid@yandex.ru, alexandr\_kalashnikov45@rambler.ru

**Аннотация.** Проведение исследования проблем изготовления зубчатых передач. Шум и их вибрации которые зависят от шероховатости боковых поверхности зубьев. Скоростей качения и скольжения на зубьях ведущего и ведомого зубчатых колес. Модифицированная форма зуба и погрешности изготовления является основной причиной возникновения разницы угловых скоростей сопряженных элементов зубчатой передач. Так как при вращении зубчатой передачи угловое положение одного зубчатого колеса периодически изменяется относительно другого колеса, сопряженного с ним, то возникает угловое ускорение. Оно влияет на снижение нагрузочной способности и в результате образования микропиттинга на поверхности зубьев в области вершин микронеровностей под действием пластической деформации, повышаются изгибные напряжения в области сопряжения боковой поверхности и дна впадины зубьев.

**Ключевые слова:** зубошлифование, шероховатость поверхности зубьев, структура микрорельефа, питтинг, микропиттинг, полирование зубьев, гидродинамическая смазка.

## ВВЕДЕНИЕ

Микропиттинг - это области вершин микронеровностей и сопряжения боковой поверхности зубьев под действием пластической деформации и напряжения на детали. Макропиттинг - это каверны износа на детали или структура трещины на детали которые растут в направлении, противоположном направлению скольжения на поверхности зубчатых колес.

Микрорельеф поверхности зубьев оказывает существенное влияние на качество эксплуатации зубчатых передач. Он прежде всего влияет на снижение нагрузочной способности и результате образования микропиттинга на поверхности зубьев. Так как область вершин зуба имеет микронеровности под действием пластической деформации детали. Так же повышение изгибных напряжений вместе сопряжение боковой поверхности и дна впадины зубьев влияет на образования концентраторов напряжений.

Происходит возникновения заедание зубьев. Заедание зубьев происходит в связи с появлением устойчивых участков металлического контакта.

Под действием скоростей скольжения температурных эффектов и пластической деформации микронеровностей. Повышение вибрация ГОСТ 24346 и уровни шума зубчатого зацепления.

## ПРОЦЕСС ЭКСПЛУАТАЦИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Проведение исследования и опыт эксплуатации зубчатых передач показали, что величина и структура микронеровностей прямо или косвенно влияют на эксплуатационные параметры [1]. Совокупность неровностей с относительно малыми шагами, образуют микрорельеф боковых поверхностей зубьев, является важнейшим показателем качества зацепления зубчатых передач.

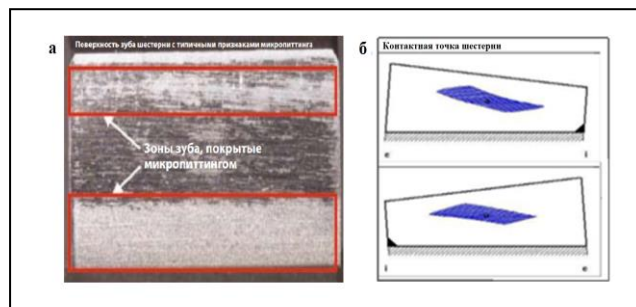


Рис. 1. Макропиттинг (а) и микропиттинг контактных поверхностей зубчатых колес (б)

В целях устранения погрешностей изготовления и сборки, а также деформаций в процессе эксплуатации зубчатых колес производит модификации зубьев (профиля и продольной линии зуба, срез головки и ножки зуба, угла профиля и т.д.). Силы, действующие в зацеплении, пропорциональны угловому ускорению, они вызывают вибрацию, частота которой равна частоте вращения зубчатого зацепления или кратна ей, т.е. равна её гармоникам. Возникающие при зацеплении зубчатых колес вибрации вызывают шум, который принято называть шумом зубчатых колес.

В широкополосном частотном спектре уровня звукового давления доминирующими являются основная частота (первая гармоника), а также вторая и третья часть частоты, которые создают 98% вибраций, создаваемых зацеплением зубчатых колес. Частота первой гармоники 1 характеризуется частотой сопряжения зубьев, её величина зависит от конструкции зубчатой передач (к официанты суммарного перекрытия, ширины зубчатого венца, угла наклона и высоты профиля зуба и т.д.).

Вторая гармоника (удвоенная основная частота) определяется, главным образом, формой положением пятна контакта при зацеплении зубчатых колес, также точностью геометрических параметров зубьев.

Шум от третьей гармоники (устроенной основной частоты) связан с шероховатостью боковых поверхности зубьев и может быть уменьшен при снижении микронеровностей в процессе чистовых операций зубообработке.

Анализ существующих технологических процессов и достигаемой точности зубчатых колёс показал, что наиболее эффективным и широко применяемым методом чистовой обработки рабочих поверхностей зубьев является зубошлифование [2].

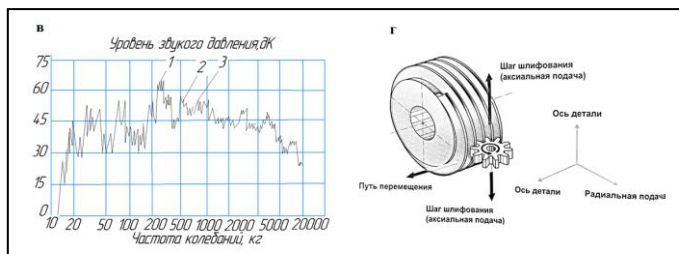


Рис. 2. Частота спектра вибраций зубчатой передачи (в), при обработке шлифовальных и хонинговальных кругов (г)

Таблица 1

Технологические параметры	Непрерывное обкатное зубошлифование (V, m)	Зубофрезерование твердосплавными червячными фрезами (V, m)	Зубохонингование (γ)	Зубошлифование и Последующее полирование В (V, m, γ)
Производительность	++	+/-	+/-	+/-
Точность по ГОСТ 1643-81	3...6	3...6	6...8	5...8
Шероховатость поверхности зубьев Ra, мкм.	0,3...1,6	0,2...0,8	0,1...0,3	0,08...0,4
Скорость резания	50 ... 75 м / с	50 ... 100 м / мин	0.5 ... 10.0 м / сек	5 ... 10 м / сек
Твердость заготовки HRC	58...63	≤ 64	58...63	58...63
Необходимость подрезки впадины зуба (протуберанец)	+	-	-	-
Возможность обработки дна впадины зубьев	+	-	-	-
Возможность обработки близко расположенных зубчатых венцов	-	+/-	+	+
Возможность создания внутренних напряжений сжатия на поверхности зубьев	+	+/-	+	+

Возможность профильной и продольной модификации зубьев	+	+	+/-	+/-
Возможность профильной и продольной модификации зубьев	+	+	+/-	+
Производительность	++	+/-	+/-	+/-
Точность по ГОСТ 1643-81	3...6	3...6	6...8	5...8

Величина и структура микронеровностей зависит от режимов резания, размеров режущих элементов и их стойкости. Оценку интенсивности шлифовального процесса очень часто производят с помощью эквивалентной толщины стружки  $h_{экв}$ . При непрерывном обкатном зубошлифовании эквивалентной толщиной стружки представляет собой отношение толщины слоя снятого материала одним витком черного шлифовального круга (одно- и многозаходного) -  $Q \cdot m$  к скорости резания  $V$ . Величину эквивалентной толщины стружки  $h_{экв}$  мкм, определяют по формуле  $h_{экв}$ .

$$h_{экв} = \frac{Q \cdot m \cdot 10^3}{z} = 1,2 \text{ мкм.} \quad (1)$$

Шлифование относится к процессам скоростного микрорезания, возникающего в результате воздействия на обрабатываемую поверхность инструментов (шлифовальных кругов) с геометрически неопределенной режущей кромкой. Характерной особенностью режущих элементов шлифовальных кругов является их отрицательный передний угол  $\gamma$  [3].

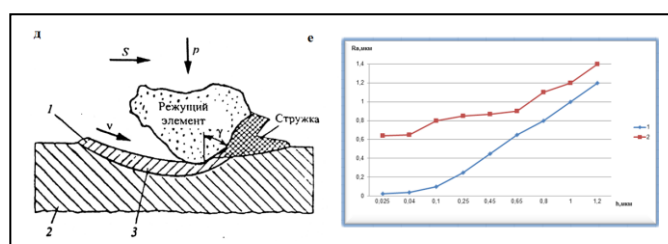


Рис. 3. Схема образования стружки геометрически неопределенной режущей кромкой (д) от зависимости шероховатости поверхности вылечены зубьев эквивалентной стружки (е)

В первоначальный момент в микрорезания, когда режущий элемент внедряется в заготовку 2 с окружной скоростью  $V$ , подачей  $S$  и под давлением  $p$ , производит вздутие 1 поверхности заготовки в результате упругих деформаций 3. При дальнейшем продвижении шлифовального круга относительно заготовка 2 спереди, по бокам и снизу режущего элемента дополнительно к упругим возникают пластические деформации. При выходе режущего из резания металла образуется стружка [4].

На поверхности заготовки образуют характерные для зубошлифования следы резов, которые образуют микронеровность боковых поверхностей зубьев.

## ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕРХНОСТИ

Были проведены исследования которые позволили установить зависимость шероховатости боковой поверхности зубьев от эквивалентной толщины стружки  $h_{экв}$ . Исследования производили с использованием абразивных высокопористых шлифовальных кругов с зернистостью 8-12 (кривая 1) и 12-20 (кривая 2). Полученные результаты позволяют определить высоту микронеровностей поверхности зубьев на стадии проектирования технологического процесса. При непрерывном обходном зубошлифовании на поверхности зубьев цилиндрических колес может быть создан нерегулярный (стохастический) микрорельеф со структурой, подробной структуре микрорельефа, получаемой при зубохонинговании.

Систематические шлифовальные резцы, характерные для непрерывного обкатного зубошлифования, разрушаются при диагональном движении подачи червячного шлифования круга, витки которого прошли специальную правку.

Следы резов по длине значительно сокращаются, высота микронеровностей уменьшается. При такой структуре боковой поверхности зубьев их опорная поверхность существенно увеличивается и повышается плавность зацепления цилиндрических зубчатых передач.

Эффективным средством повышения производительности зубошлифования является применение многозаходные червячные шлифовальные круги.

Многозаходные червячные круги имеют две и более производящие поверхности, они получили широкое распространение в промышленности. Если за один оборот однозаходного червячного шлифовального круга у заготовки обрабатывают одну впадину зубьев, то за один оборот двухзаходного круга - две впадины зубьев, трехзаходного круга три впадины зубьев и т.д.

При использовании многозаходных червячных шлифовальных кругов позволяет возможность производить различную правку витков круга. Если все ветки шлифовального круга, за исключением одного или двух, правятся обычным правящим инструментом, то один или два витка круга правятся инструментом, прошедшим специальную обработку.

У таких правящих инструментов производит сглаживание вершин алмазов, обеспечивая необходимый рабочий профиля. Сущность этого процесса заключается в последствиях съеме алмазами инструментами тонких слоев приблизительно 1 мкм и объёме 10...20 мкм. Чтобы избежать выкашивание алмазов шлифовального круга и правящего инструменты скорость сглаживания не должна превращать 20 м/с.

Эффективный рабочий профиль одного или двух витков абразивного шлифовального круга, прошедших правку сглаживанием поверхностью правящего инструмента вместо с витками круга, заправленными роликами с поверхностями без сглаживания, при шлифовании с соответствующем тангенциальном смещении позволяют получать особую структуру боковой поверхности зуба.

При этом периодические изменения структура связки круга не должны вызывать отклонения формы профиля зуба, влияющего на повышение уровня шума.

Уровень вибрации зубчатых зацеплений:

1 - с нерегулярным микрорельефом на боковых поверхностях зубьев значительно ниже, чем у зубчатых зацеплений, обработанных другими методами;

2 - непрерывным профилем зубошлифовании и последующем зубу хонингования абразивным ходом с внешним зацеплением на одном станке;

3 - зубохонингованием абразивным хоним с внутренним зацеплением;

4 - непрерывным обкатным зубошлифованием металлическим кругом с однослойным покрытием кубическим нитридом бора;

5 - зубошвингованием и обкаткой со снятием забоин после ХТО.

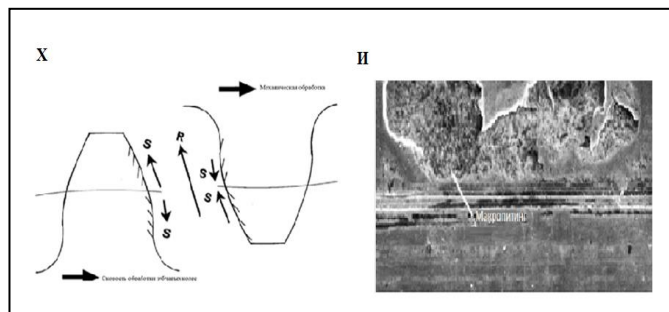


Рис. 4. Изображение наложения на направления выстулов (х) и скользяния (и) шероховатости поверхности зубчатых колес

Современные условия эксплуатации механизмов с зубчатыми передачами требует увеличения мощности в трансмиссии при повышении нагрузочной способности зубчатых зацеплений. Уделяют внимание высокопористых материалам для зубчатых передач, их химико-термической обработке и комплексной модификации боковой поверхности зубьев, что способствует повышению эксплуатационных свойств и продолжительности зубчатых передач [5].

При этом многочисленные исследования показали, что уменьшение шероховатости боковой поверхности зуба снижает потери мощности в трансмиссии в начальный период эксплуатации. В связи с этим продолжают теоретические и экспериментальные исследования по снижению шероховатости боковой поверхности зубьев. В целях уменьшения шероховатости поверхностей зубьев после непрерывного обкатки зубошлифовании на одном и том же станке производится полирование профилей зубьев. Очень важно, что снижение шероховатости поверхности зубьев после полирования происходит без негативного воздействия на геометрическую точность зубьев. Метод непрерывного полирования зубьев позиционируются как последнюю технологическую операцию обработки зубьев при которой с боковых поверхностей зубьев удаляют микронеровности характерны для шлифования и площадь.

## МОРФОЛОГИЯ МИКРОПИТТИНГА

Микропиттинг имеет решающее значение для определения основной причины снижения прочности зубчатых передач. Структура микропиттинга детали характеризуются, плавно уходящей вниз от его начала на поверхности

зуба. Зубчатое колесо имеет шероховатую поверхность, слой который вызван трещины пластической усталости. Материал из за микропиттинга кажется гладким и невыразительным, если только он не истирается.

#### СКОЛЬЖЕНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Направления скоростей качения ( $r$ ) и скольжения ( $s$ ) на зубьях ведущего и ведомого зубчатых колес [6]. Контакт начинается около профиля зуба и заканчивается на конце зуба которое далеко от линии тангажа ведущей шестерни. Контакт на ведомом зубе начинается с кончика зуба, скачивается вниз по зубу и заканчивается около профиля зуба. Подобно микропиттингу, микро-митинговые имеют трещины которые растут в направлении, противоположном направлению скольжения на поверхности зуба шестерни. Следовательно, трещины сходятся вблизи линии делительной окружности ведомого колеса.

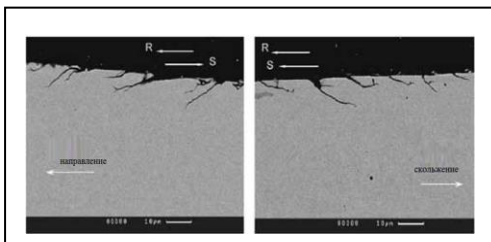


Рис. 5. Направления скоростей качения ( $r$ ) и скольжения ( $s$ ) на зубьях ведущего и ведомого зубчатых колес

Сечение зубьев показывают, что трещины начинаются на поверхности зуба шестерни или вблизи нее и растут под небольшим углом (обычно 10-30°, но иногда до 45°) к поверхности. Направления скольжения меняются при пересечении делительной линии. Микропиттинговые трещины растут в противоположных направлениях выше и ниже делительной линии тангажа.

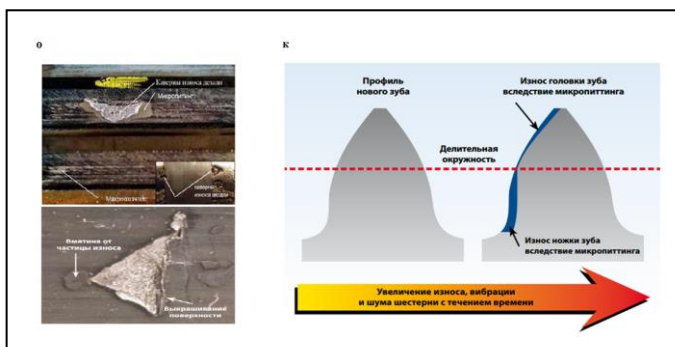


Рис. 6. Риски (o) после обработки фрезерования и шлифования зубчатых колес вызывают износ бритвенного инструмента на основании определения структуры шероховатости поверхности микропиттинга на детали (к)

Зубья шестерни имеют отрицательное скольжение. Направление скорости качения противоположно скорости скольжения. Отрицательное скольжение способствует усталости по Герцу, позволяет маслу проникать в поверхностные трещины, где оно ускоряет рост трещин с помощью механизма распространения гидравлического давления [7].

Макропиттинг начинается с высоких точек на поверхностях волнистости шлифованных зубчатых колес кото-

рые имеют следы резцов. Поверхность зубьев пластически деформирована [8].

После зубошлифование детали геометрическая концентрация напряжений микропиттинга может произойти:

- На краях зубьев шестерни
- Границе поверхностных дефектов, таких как микропиттинг, вмятины или следы резцов.
- Погрешности сборки шестерни.

Сопротивление микропиттингу в значительной степени зависит от свойств смазочного материала, вязкости при рабочей температуре, коэффициента вязкости-давления и смазки. Каверны износа детали вредны для устойчивости к микропиттингу но они препятствуют обкатке и сохраняют повреждающую микропиттингу шероховатости поверхности на детали. Однако некоторые добавки, снижают трение на детали [9].

Зубчатые колеса обладают максимальным сопротивлением микропиттингу при изготовлении из легированной стали с достаточной прокаливаемостью для получения микроструктур, состоящих преимущественно из закаленного мартенсита. Сохранный аустенит около 20% считается полезным. Аустенит более 30% обычно снижает твердость, прочность и остаточное напряжение сжатия в зубчатых колесах и, следовательно, отрицательно влияет на сопротивление микропиттингу. Зубчатые колеса обладают максимальным сопротивлением микропиттингу при изготовлении из стали с достаточной прокаливаемостью для получения микроструктуры закаленного мартенсита. Сохранный аустенит около 20% считается полезным [10].

Увеличение износа, вибрации и шума шестерни образуются в результате износа металлических частиц, и, загрязняются с помощью масло [11]. Такое воздействие на поверхности вращающихся элементов и зубчатых колес в итоге может привести к выкашиванию детали.

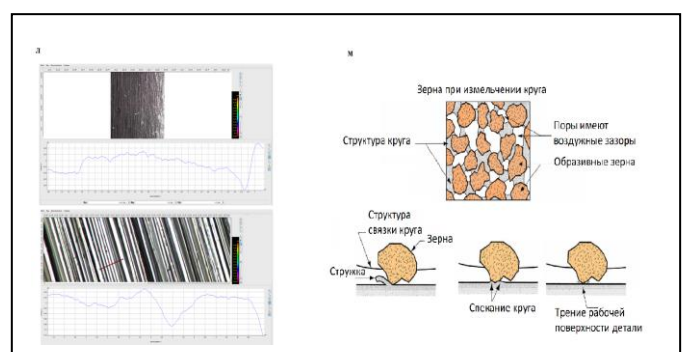


Рис. 7. Сколы (k) при полировке зубчатых колес для выявления шероховатости поверхности зубчатой части (m)

Для того, чтобы избежать образования микропиттинга, можно либо использовать шестерни с очень гладкими, обработанными чистовыми операциями поверхностями, изменить условия эксплуатации оборудования, либо выбрать смазочный материал, предназначенный для предотвращения микропиттинга детали [12].  $R_a$  — среднее арифметическое из абсолютных значений отклонений профиля в пределах базовой длины 0,026...0,012;

$$R_a = \frac{1}{l} \int_0^l |y_i| dx. \quad (2)$$

$$Ra = \frac{1}{l} \int_0^l |y_i| dx = \frac{\int_{9,22}^{3000} |y_i| dx}{922200} = 0,029993 \approx 0,03.$$

Rz — сумма средних абсолютных значений высот пяти наибольших выступов профиля и глубин пяти наибольших впадин профиля в пределах базовой длины 4,4...3,11;

$$Rz = \left( \frac{\int_{i=1}^5 |Hi \max| + \int_{i=1}^5 |Hi \min|}{5} \right); \text{ для средней линии } Rz = \frac{(\int_{i=1}^5 |Hi \max| - \int_{i=1}^5 |Hi \min|)}{5}.$$

$$Rz = \frac{(\int_{i=1}^5 |Hi \max| - \int_{i=1}^5 |Hi \min|)}{5} = \frac{(3+3,5+2,2+1+13) - (-3,5-3,8-1,9-2-5,5)}{5} = \frac{22,7+16,66}{5} = 3,4. (3)$$

Ra, Rz и Rmax, Rq определяются на базовой длине l, которая может принимать значения из ряда 0,01; 0,03; 0,08; 0,25; 0,80; 2,5; 8; 25 мкм. (4)

Параметр Ra является предпочтительным. Rq - среднеквадратичное отклонение профиля в пределах базовой длины 3,3... 1,15.

$$Rq = \sqrt{\frac{\int_0^l y^2(x) dx}{l}}; Ra \approx 0,8 Rq \Rightarrow Rq = \frac{Ra}{0,8} = \frac{(1,15 \dots 3,3)}{0,8} = 2,6 (5)$$

Прибор также как и Ra рассчитал с помощью математики Rq и с помощью программирование Си автоматически создал 3d модель. С помощью модели был проверена шероховатость поверхности.

$$\text{Итого: } l = 0,8 \text{ мм} = 800 \text{ мкм} (6)$$

По ГОСТ 2789-73 требуется полирование зубчатых колес для того что бы выявить шероховатости поверхности детали. При расчете выявления шероховатости поверхности Ra = 0,03 и Rz = 3,4.

#### Выводы

Края трещины обрабатываются с уголком между поверхностями границ 90°. Обработка производится на глубину 1/3 толщины металла. Для устранения трещины используется композиционных материалов на основе эпоксидных смол [13]. После устранения трещин получаем Ra = 0,35.

Для устранения трещин на деталях электрокорунд хромистого с добавкой оксида хрома с определёнными связками были достигнуты высокие показатели точности зубьев по ГОСТ 1643 – 81:

Накопленная погрешность шагов зубчатого колеса (кинематическая точность) – *Fpr-6 степени*. Накопленная погрешность k шагов зубчатого колеса - *Fpkr-5*. Радиальное биение зубчатого венца - *Frr - 5*. Отклонение шага зубчатого колеса - *ftg – 6*. Погрешность профиля зуба зубчатого колеса *Fa- 6*.

Погрешность линии зуба зубчатого колеса – *Fβr-6*.

1. Применение полирование детали состоящего из электрокорунда хромистого с добавкой оксида хрома с размером зернистостью 8-12 и 12-20 мкм используется

для контактной поверхности упрочнение абразивных частиц кругов при шероховатости поверхности Ra = 0,03.

2. Выявление взаимосвязей выбора инструментов при использовании финишной обработки зубчатых колес.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Bausch Tomas. Innovative Zandrnfertigung. Expertverlag GmbH, D-71262, Reningen, Germany, 2006, 778 p.

2. Калашников А.С., Моргунов Ю.А., Калашников П.А. Современные методы обработки зубчатых колёс. М.: Издательский дом «Спектр». 2012. 238 с.

3. Шандров Б. В., Моргунов Ю. А., Калашников П. А. Экспериментальные исследования припусков при непрерывном обкатном зубошлифовании // Справочник. Инженерный журнал с приложением. С 3 – 7.

4. Калашников А. С. Технология изготовления зубчатых колёс. М.: Машиностроение, 2004. 479 с.

5. Шандров Б.В. Развитие и применение наукоёмких технологий в производстве летательных аппаратов / Б.В. Шандров, Ю.А. Моргунов, Б.П. Саушкин // «Известия МГМУ (МАМИ)». - 2013. - № 2 (16), т. 2. - С. 278-283.

6. Старков В.К. Шлифование высокопористыми кругами. М.: Машиностроение, 2007, 668 с.

7. А. Ф. Горбачевич, В. Н. Чеботарев, В. А. Шкред, И. Л. Алешкевич, А. И. Медведев «Курсовое проектирование по технологии машиностроения» – Минск, «Вышэйш. школа», 1975.

8.Харламов Г.А., Тарапанов А.С. «Припуски на механическую обработку: Справочник» – М.: Машиностроение, 2006.

9. Иванюк А. В. «Технология машиностроения: учеб. пособие для вузов. В 2 т. – Т. 1. – Основы технологии машиностроения» – Рязань: изд.-во Машиностроение 1, 2005

10. Баранчиков В. И., Жаринов А. В. и др. «Прогрессивные режущие инструменты и режимы резания металлов: справочник» – М: Машиностроение, 1990.

11. Асаева Е. В., Иванюк А. В., Кузьмина С. Н. «Проектирование машиностроительного производства: методические указания по выполнению курсового проекта студентами специальности 151001 «Технология машиностроения» всех форм обучения» – Рязань: РИ МГОУ, 2008.

12. Максимов Ю. В., Абрамова А. Р., Кузьминский Д. Л., Мокринская А. Ю. К вопросу об обеспечении качества обработки сложнопольных деталей на станках с изменяющимися элементами // Известия Московского государственного технического университета МАМИ. 2012. №1(13). С. 168 – 174.

13. Марголит Р. Б. «Технологическая оснастка: учебное пособие для студентов высших учебных заведений машиностроительных специальностей» - М: изд.-во МГОУ, 2009.



---

---

# Influence Microrelief Gear of the Operational Parameters Structure Surface Teeth on the Gear Operational Parameters

Karavanova A.G., Kalashnikov A.G.

Moscow Polytechnic University

Moscow, Russia

geartechniid@yandex.ru, alexandr\_kalashnikov45@rambler.ru

*Abstract.* Abstract study surface roughness of the article deals with the problems manufacturing gear. Noise their vibration gear; depend on the roughness of the lateral surface of the teeth. The modified tooth shape and manufacturing errors are the main cause of the difference in angular velocities of the mating gear elements. During the rotation of the gear transmission, the angular position of one gear changes periodically relative to another wheel mated to it angular acceleration occurs. It affects the reduction of the load capacity and the formation micro pitting on the surface of the teeth in the region of the vertices. The micro

roughness happens relation the action of plastic deformation, the bending stresses in the mating area of the side surface and the bottom of the tooth cavity increase. Polymer parts are a clean-up process from which fine-grained abrasive powder lubricant is made. Which make it possible to obtain the quality and quantity of processing gear.

*Keywords:* gear grinding, polishing gear, micro pitting.

# Цифровое пространство малых предприятий в машиностроении

Булавин В.Ф., Булавина Т.Г., Степанов А.С.

Вологодский государственный университет  
Вологда, Российская Федерация  
bulavin.vyach@yandex.ru, stepanovas737@yandex.ru

**Аннотация.** Одним из условий перехода малых предприятий к цифровому проектированию является формирование их информационного пространства. Указанный фактор выступает определяющим для гибкого производства и отвечает за повышение конкурентных преимуществ и ускоренного выхода на рынок услуг. Наличие цифрового отображения, связанного с системами PLM, позволяет говорить о переходе к виртуальному типу производства в условиях новой экономической парадигмы. Платформа PLM объединяет в общее информационное пространство по единым правилам полный набор технической документации: 3D модели и 2D чертежи, техпроцессы, а также вспомогательную атрибутику по компонентам проекта и является основой работы в команде. Электронная версия документов выступает главным инструментом при организации параллельного инжиниринга, модификаций изделия, а также средством согласования всех звеньев в цепи от разработчика, до потребителя.

**Ключевые слова:** малые предприятия, цифровые технологии, PLM платформы, 3D-модель.

## ВВЕДЕНИЕ

Новые вызовы технологического развития рассматриваются в качестве движущих факторов в сфере производства и управления. Цифровизация имеет целью повысить конкурентоспособность товаров и услуг, качество жизни и обеспечить экономический рост.

Цифровое проектирование отражает технический раздел проблемы перехода предприятий малого бизнеса к виртуальному производству на основе инновационных решений и формирования информационной среды товаропроизводителей. Комплексный подход при переходе производства к цифровому пространству предполагает интеграцию исследований как технических и организационных, так и экономических, социальных и психологических аспектов [1,2,3].

Среди зарубежных публикаций, посвященных аспектам цифровой трансформации в четвертый промышленный период, следует отметить академическое исследование [2], где предложена шестиуровневая модель достижений по преобразованию компании и всех бизнес-подразделений в предприятие нового типа. Особое место занимает доклад Huawei и Oxford Economics [3], где изложен новый подход измерения реального воздействия цифровой экономики, который, по мнению авторов, «отражает ценность сопутствующих эффектов цифровизации» и «вытекающую из них прямую и косвенную ценность» [3, стр.8].

Национальная программа «Цифровая экономика Российской Федерации» [4] предусматривает ускоренную

политику по созданию необходимых условий для развития цифровых технологий. Цифровизация является ключевым фактором роста производства и находят отражение во всех сферах социально-экономической деятельности [2].

## КОНСТРУКТОРСКАЯ ПОДГОТОВКА ПРОИЗВОДСТВА

Сложность конструкторских решений в машиностроении, с одной стороны, и стремление повысить качество проектирования, с другой стороны, определяют внедрение цифровых технологий в сфере конструкторско-технологической подготовки производства, что позволяет реализовать гибкость в стратегии развития компании. Эти факторы определяют конкурентные преимущества и отвечают требованию быстрого выхода продукции на рынок. Электронный документооборот в сочетании с инновационными технологиями в организации труда удовлетворяют этим условиям в полной мере. Платформы CAD, CAM, CAPP, CAE, базирующиеся на протоколах 3D проектирования, с поддержкой банков справочных данных, экспертных и прогноз-корректирующих аналитик служат основой реализации вызовов *Industrie 4.0* [1-3].

Непосредственно в сфере проектирования и производства ядром информационного пространства является комплекс программных средств на базе PLM идеологии [5,6]. Совместное использование всех приложений из этого поля, совместимых по форматам, позволяет реализовать прямое взаимодействие в цепи: менеджер проекта – конструктор-разработчик – технолог – группа инженерных расчетов – заказчик [7,8].

Центральным звеном цифрового проектирования на этапе конструкторской подготовки производства выступает 3D-модель детали, являясь средством навигации всего технологического процесса (рис.1). Параметризация позволяет, используя единожды спроектированный прототип, получать конфигурации схожих деталей. Формообразующие элементы выступают средством наполнения конструкторских и технологических баз данных для следующих проектов [7-9].

Электронные макеты сборочных единиц и всего изделия позволяют устранить коллизии и исключить ошибки проектирования, провести проверку размерных цепей, установить допуски из принципа взаимозаменяемости деталей в конструкции. Пример реализации CAD-технологий при выполнении проектов «Модуль обеззараживания воды» и «Троллейбус низковольтный» представлен на рис.2 и на рис.3.

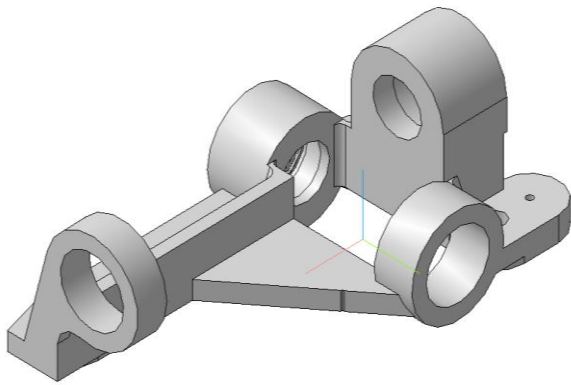


Рис. 1. Твердотельная цифровая модель детали «Корпус» из состава оптоэлектронного прибора

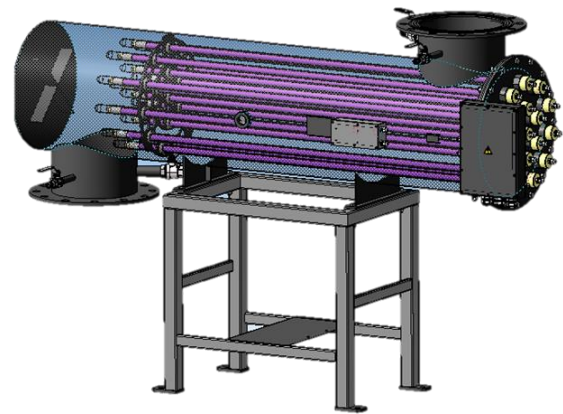


Рис. 2. Цифровой двойник изделия «Модуль обезжаривания воды»

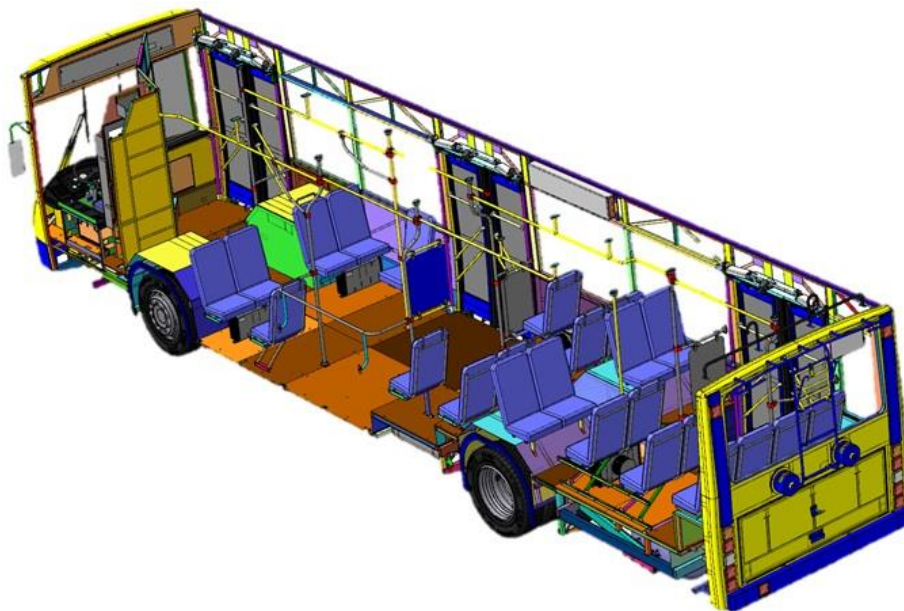


Рис. 3. Цифровой макет низкопольного троллейбуса

Программный код позволяет увидеть будущее изделие в объеме и различных проекциях, придать ему фотореалистичное изображение в соответствии с заданным материалом для предварительной оценки конструкторских, эргономических и дизайнерских решений [6-10].

#### ИНЖИНИРИНГ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ИЗДЕЛИЯ

Конструкторский этап подготовки производства включает исследование элементов изделия и сборок в САЕ приложениях для проверки на работоспособность. Анализ напряженно-деформированного состояния детали (узла) при статическом характере нагрузки дает возможность обнаружить опасные области, сечения и максимальные деформации исследуемого конструктива, а также определить коэффициент запаса прочности. Цветовая легенда визуализирует результаты моделирования [11,12].

Среди видов экспериментов на цифровом двойнике (рис.4), доступных разработчику, присутствует опция исследования по устойчивости, тепловым деформациям,

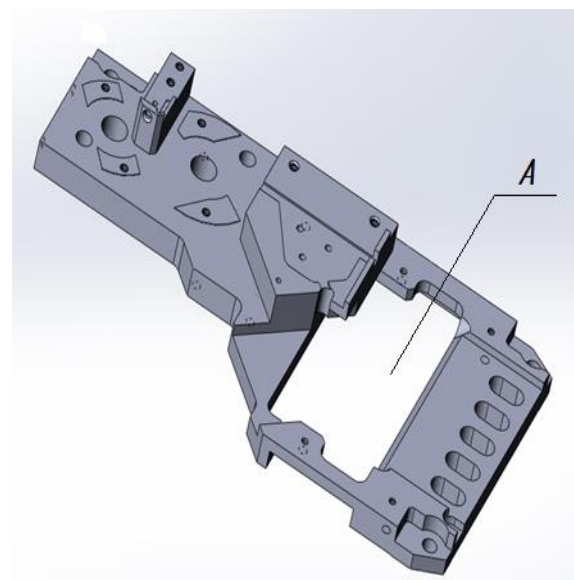


Рис. 4. Деталь «Плита опорная» (сплав-АМг6) циклическим нагрузкам

На рис.5 представлен результат моделирования напряженно-деформированного состояния детали «Плита опорная» из состава оптоэлектронного прибора при охлаждении её до  $t=-50^{\circ}\text{C}$ .

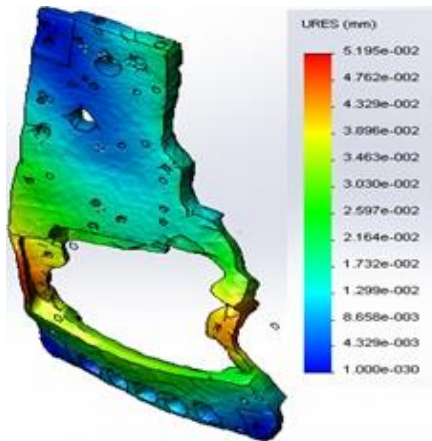


Рис. 5. Деталь «Плита опорная» при охлаждении до  $-50^{\circ}\text{C}$

Поле деформаций свидетельствует о достижении критических значений в зоне (вырез А) расположения блока генераторов когерентного излучения. Обнаруженный на стадии конструкторской подготовки недостаток потребовал доработки конфигурации детали и замены материала на другой с меньшим коэффициентом линейного расширения [13].

#### ТЕХНОЛОГИЧЕСКАЯ ПОДГОТОВКА ПРОИЗВОДСТВА

Комплексное использование цифровых технологий предполагает автоматизацию технологического обеспечения производства, что требует включения в информационный поток САМ и CAPP платформ [14]. Функционал САМ приложения обеспечивает проектирование программного кода для оборудования с ЧПУ и обрабатывающих центров при выполнении токарно-фрезерных операций для спроектированного изделия, имитируя одновременно металлообработку детали из заготовки. Визуальный контроль техпроцесса предполагает моделирование траектории режущего инструмента с учетом перемещений всех исполнительных и вспомогательных органов, выявляя ошибки и коллизии (рис.6,7). Критериальный подход позволяет выявить оптимальную траекторию движения инструмента.

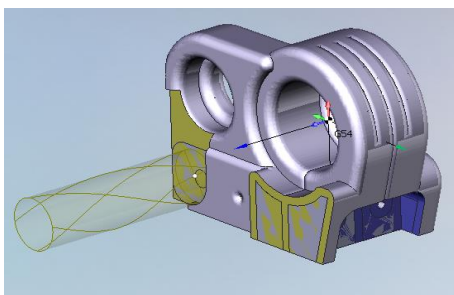


Рис. 6. Визуализация токарной операции на ЧПУ детали «Оправа»

В ходе технологической подготовки производства на базе CAPP платформы осуществляется проектирование технологических процессов операций механообработки деталей, сборки узлов и конструкции в целом.

В функции технологической подготовки входит обеспечение технологичности изготовления деталей и конструкции изделия [4-6].

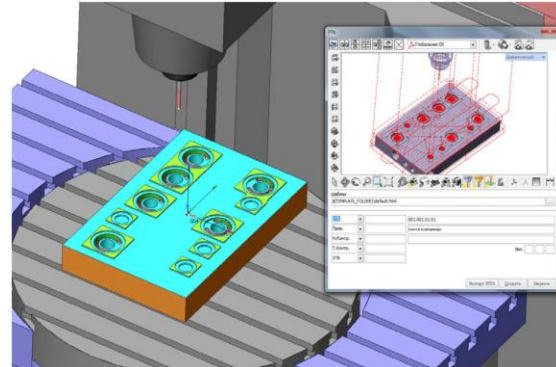


Рис. 7. Моделирование операции фрезерования детали «Плита»

В процессе параллельного инжиниринга осуществляется взаимодействие с групповыми, типовыми и единичными технологическими процессами. На этой основе модернизируются технологии изготовления деталей и разрабатываются новые, с учетом возможностей имеющегося оборудования, назначаются инструментальные средства, выбирается материал и форма заготовок, рассчитывают трудовые нормативы.

CAPP комплекс обеспечивает формирование всего пакета технологической документации в автоматическом режиме [15-20].

#### PLM СТРАТЕГИЯ

Взаимосвязь цифровых двойников отражается в PLM платформе, где формируется состав дерева изделия. Структура содержит модели, чертежи, описания технологий, сопровождающие документы, а также атрибутивную информацию. В созданной базе данных спроектированное изделие сохраняется как виртуальный прототип, с которым связаны детали и узлы, присутствующие в проекте. Цифровой набор документов, сформированный в PLM платформе, является основой для начала производства, а также выступает логически необходимым звеном в организации коллективной работы над проектом. Эта концепция предполагает организационные инновации в принципах работы предприятий: быстрый и рациональный учет всех изменений, а также обмен данными всех участников в зависимости от уровня доступа [7,8].

Интеграция средств: CAD, CAPP, PDM, ERP позволяют реализовать сквозную интегрированную программно-информационную среду для повышения эффективности и гибкости подготовки производства, что следует рассматривать как факторы повышения производительности труда в малом бизнесе машиностроительной отрасли. Реализация цифровых технологий в правовом поле опирается на международные (национальные) стандарты, а в технологическом – на пространство интегрированного компьютеризированного производства.

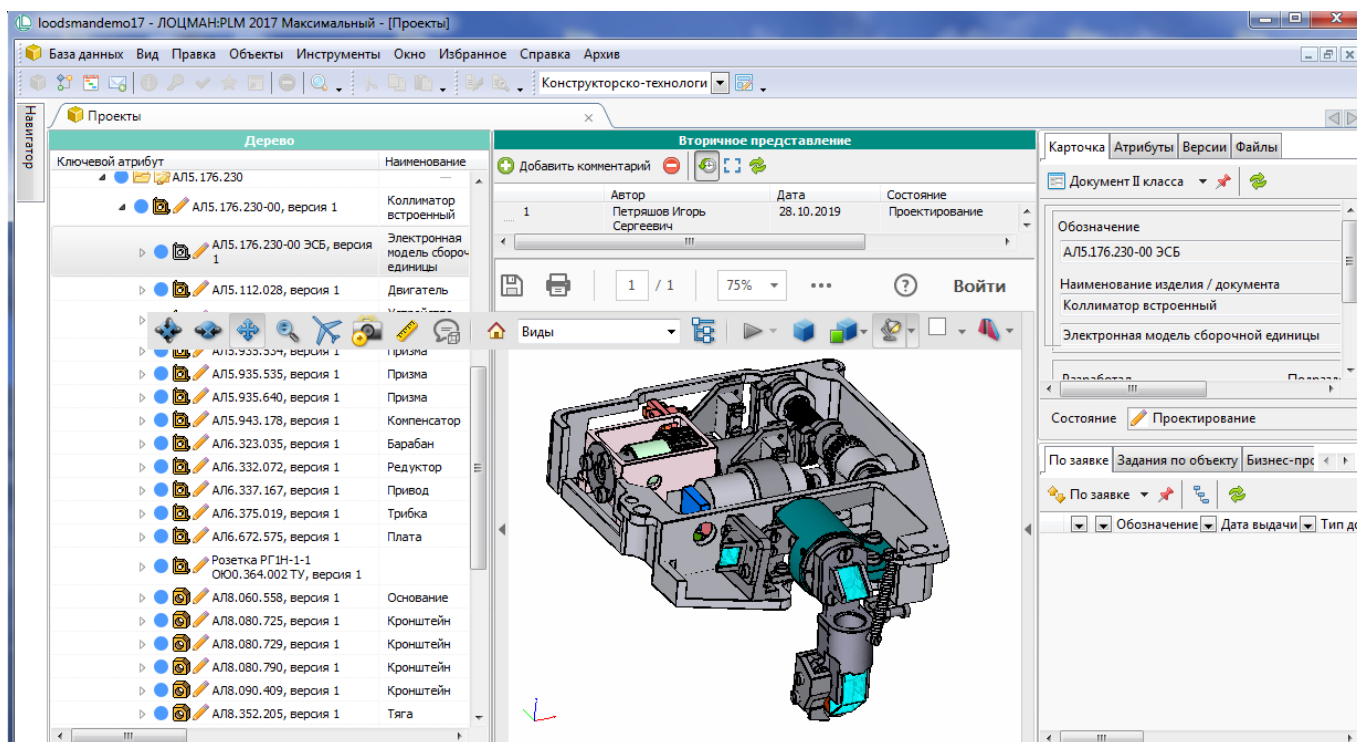


Рис. 8. Дерево компонентов оптоэлектронного блока и вторичное представление сборки в среде «ЛОЦМАН:PLM»

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Формирование новых компетенций и накопленный опыт позволяют переходить к осуществлению проектов более высокого уровня, что выступает в качестве драйвера роста для наукоемких производств. Эти факторы имеют тенденцию к расширению поля охвата деятельности в рамках соответствия международным стандартам системы менеджмента качества.

Концепция виртуального предприятия строится в стратегии ERP, MES и PLM идеологий. Степень реализации инновационных технологий в условиях малого бизнеса определяет их уровень конкурентоспособности и перспективы роста при переходе к цифровому производству. Усиление роли цифровых технологий необходимо не только для развития производства, но и в маркетинговой политике для повышения эффективности и роста компаний.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Цифровое производство. Методы, экосистемы, технологии. Рабочий доклад Департамента Корпоративного обучения Московской школы управления СКОЛКОВО Ноябрь 2017. URL: [http://assets.fea.ru/uploads/fea/news/2017/11\\_november/17/tsi\\_frovoe\\_proizvodstvo\\_112017.pdf](http://assets.fea.ru/uploads/fea/news/2017/11_november/17/tsi_frovoe_proizvodstvo_112017.pdf).
2. Schuh G., Anderl R., Gausemeier J., ten Hompel M., Wahlster W. The National Academy of Science and Engineering of Germany. Industrie 4.0 Maturity Index — Managing the Digital Transformation of Companies. URL: [https://www.acatech.de/wp-content/uploads/2018/03/acatech\\_STUDIE\\_Maturity\\_Index\\_eng\\_WEB.pdf](https://www.acatech.de/wp-content/uploads/2018/03/acatech_STUDIE_Maturity_Index_eng_WEB.pdf).

3. Сопутствующий эффект цифровизации. Измерение реального воздействия цифровой экономики. Доклад Huawei и Oxford Economics. URL: <https://www.huawei.com › minisite › russia › digital-spillover>.

4. Паспорт национальной программы «Цифровая экономика Российской Федерации». URL: <http://static.government.ru/media/files/urKhm0gTPPnzJlaKw3M5cNL0bgczMkPF.pdf> (дата обращения 25 января 2020).

5. Никифоров А.Д. Процессы жизненного цикла продукции в машиностроении. / Никифоров А.Д., Бакиев А.В. – Москва: Абрис, 2011. –688 с.

6. Питерс Дэннис. Дигитализация преобразует экономику и повышает эффективность инвестиционных проектов. САПР и графика, 2016, № 1, с. 4–7.

7. Булавин В. Ф. Политика цифровых технологий на малых машиностроительных предприятиях. / В. Ф. Булавин, В. В. Яхричев, А. С. Степанов //Известия высших учебных заведений. Машиностроение. –2019. –№ 9. –С. 35–45, doi:10.18698/0536-1044-2019-9-35-45

8. Булавин, В. Ф. PLM-стратегия в мелкосерийном производстве машиностроительной отрасли /В. Ф. Булавин, В. В. Яхричев, В. А. Глазков // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. –2018. –№8. –С. 37-49, doi:10.18698/0536-1044-2018-8-37-49

9. Булавин, В. Ф. Валидация САД-продуктов в малых предприятиях машиностроительного сектора / В. Ф. Булавин, Т. Г. Булавина, В. В. Яхричев // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. –2017. –№ 5(325). –С. 64–72.

10. Булавин, В. Ф. Цифровые технологии в малом бизнесе машиностроительной отрасли / В. Ф. Булавин, В. В. Яхричев // САПР и графика. – 2018. – № 6. – С. 52–55.

11. Замрий А.А. Практический учебный курс. CAD/CAE система ARM WinMachine. Москва: ДМК-Пресс, 2007. – 144 с.
12. Алямовский А.А. Инженерные расчеты в Solid Works Simulation. Москва: ДМК-Пресс, 2010. –464 с..
13. Карачев А.Ю. Обеспечение термической стабильности элементов оптических систем. / А.Ю. Карачев, В.Ф. Булавин// Вестник Вологодского государственного университета. Сер. Технические науки. – 2018. – № 1(1), С. 6–10.
14. Ловыгин А. Будущее САМ–систем. САПР и графика, 2016, № 1, с. 8–17
15. Казакова С.А. Автоматизация конструкторско-технологической подготовки производства изделий машиностроительного сектора в условиях малых предприятий. / С.А. Казакова, М.Е. Благовестова, В.В. Яхричев, Булавин В.Ф.// Информационные технологии в управлении, автоматизации и мехатронике: Сб. тр. Международной. науч.-техн. конф., (Курск, 6–7 апреля 2017). –Курск, ЮЗГУ, 2017. –С. 149–155.
16. Волков Е.В. Российские САД–системы в приборостроительном секторе производства. / Е.В. Волков, М.С., Кузьмина, В.Э. Помещиков, В.Ф. Булавин, Н.С. Григорьев, В.В. Яхричев// Евразийское научное объединение. –2017. – Т. 1, № 10(32), С. 65–68.
17. Строгонов В.Л. Автоматизация конструкторско-технологической подготовки производства электроинструмента в условиях малых предприятий. / В.Л. Строгонов, А.Ю. Карачев, В.В. Яхричев, В.Ф. Булавин //Современные материалы, техника и технологии, – 2017, № 2(10). –С. 119–125.
18. Яхричев В.В. САД/САРР–технологии в машиностроительном производстве. / В.В Яхричев, М.Е. Благовестов, С.А. Казакова, А.А. Нестерова, А.Н. Столетова, Е.Н., Панченко, А.А. Громов, В.Ф. Булавин //Евразийское научное объединение. –2018. Т. 1, № 1(35), С. 70–73.
19. Булавин В.Ф. Цифровые технологии в машиностроении. / В.Ф. Булавин, Степанов А.С., В.В. Яхричев // Вестник Вологодского государственного университета. Сер. Технические науки. – 2019. – № 1(3), С. 12–16.
20. Казакова С.А. Комплексная цифровизация подготовки машиностроительного производства. / С.А. Казакова, В.Ф. Булавин // Вестник Вологодского государственного университета. Сер. Технические науки. – 2019. – № 2(4), С. 44–47.

## Digital Space of Small Enterprises in Engineering

Bulavin V.F., Bulavina T.G., Stepanov A.S.

Vologda State University  
Vologda, Russian Federation  
bulavin.vyach@yandex.ru, stepanovas737@yandex.ru

**Abstract.** One of the conditions for the transition of small enterprises to digital design is the formation of their information space. The said parameter is decisive for flexible production and responsible for increasing competitive advantages and accelerated access to the services market. The presence of digital imagery associated with PLM systems allows us to talk about the transition to a virtual type of production in conditions of the new economic framework. As basis for teamwork, the PLM platform uses uniform rules to combine into a common information space

a complete set of technical documentation: 3D models and 2D drawings, technical processes, as well as auxiliary attributes for project components. The electronic version of the documents acts as the main tool in the organisation of parallel engineering, product modifications, as well as a means of coordinating all the chain links, from developer to consume

**Keywords:** small enterprises, digital technologies, PLM platforms, 3D model.

# Оценка влияния реальной геометрии зубчатых зацеплений планетарной трансмиссии на её возможности в программе kissys

Плясов А.В., Трушин Н.Н.

ФГБОУ ВО «Тульский государственный университет»

Тула, Россия

plyasov-a@yandex.ru, trunikolaj@yandex.ru

**Аннотация.** В статье рассмотрены основные аспекты, влияющие на работоспособность и качество зацеплений многооборотного электропривода на базе двухступенчатой неделимой планетарной передачи типа 3k-2g-h и различиях при традиционном и современном автоматическом проектировании на примере программного комплекса компании KissSoft AG, например, это касается кинематической погрешности, распределения нагрузки между телами качения подшипников и сателлитов рассматриваемой передачи, а также при формировании контура режущего инструмента по сконструированному боковому профилю колеса.

**Ключевые слова:** показатели качества зацеплений, планетарная передача, исходный контур зуборезного инструмента, контрольные размеры, межосевое расстояние, дополнительные условия геометрического синтеза.

## ВВЕДЕНИЕ

В практике автоматизированного проектирования современных зубчатых передач и особенно планетарных передач по схемам 2k-h, 3k и 3k-2g-h [1-3], важное значение имеет разнообразие существующих и разрабатываемых стандартных зуборезных инструментов, которые применимы при нарезании зубчатых колес этих передач. К примеру, автоматизированное проектирование по Российским и Международным стандартам и техническим регламентам можно осуществить в программах Компас 3D, KisssoftAG, APM Winmachine и т.д. В некоторых из них возможно также для уточнения результатов провести моделирование работы деталей в передаче по методу конечных элементов. При этом не требуется предварительная подготовка моделей отдельных деталей для моделирования в ANSYS, Comsol в Solidworks или NASTRAN. Но встает вопрос насколько часто конструктор сможет для сравнения результатов исследований и базы данных стандартов вручную сводить в таблицы.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Предлагается рассмотреть основные аспекты влияния параметров инструмента и отклонений реальной геометрии колес на критерии работоспособности и качество проектных расчетов планетарной передачи по схеме 3k-2g-h с двумя внешними и внутренними зубчатыми зацеплениями в программном комплексе компании Kisssoft AG. Причиной такого выбора обусловлена полноценным набором инструментария программного комплекса этой компании,

но при этом рассмотрение задачи моделирования зацепления колес в передаче осуществляется в системе с корпусом привода, водилом, коаксиальными валами, осями для сателлитов, подшипниками качения на которые они опираются в процессе передачи и преобразования движения. Для примера взяты геометрические параметры колес из апробированного параметрического ряда, разработанного на кафедре «Проектирование механизмов и деталей машин» ТулГУ докт. техн. наук, профессором Сидоровым Петром Григорьевичем [4-9] для многооборотных электроприводов (рис. 1) клиновой задвижки с выдвижным шпинделем трубопроводной магистрали [10-12].

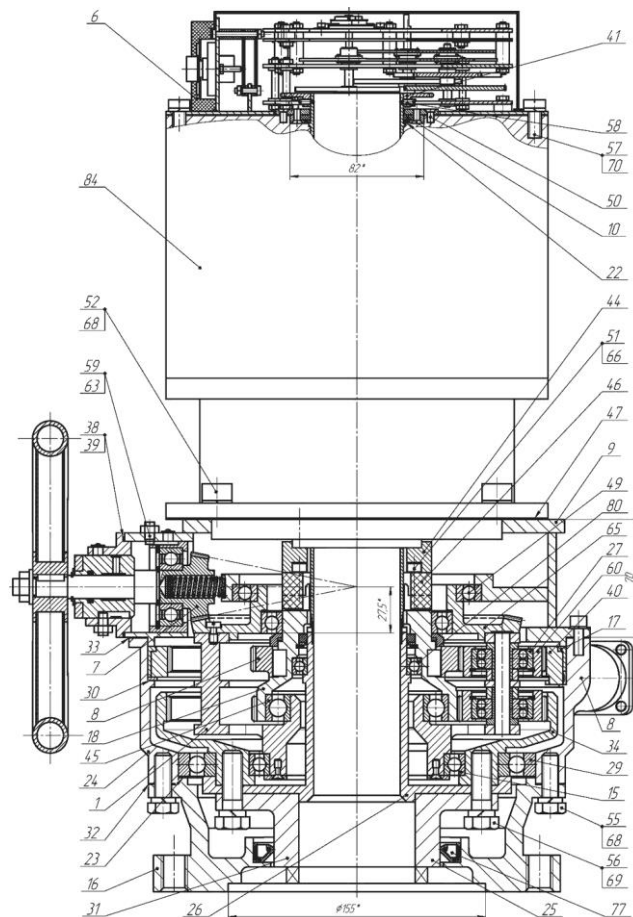


Рис. 1. Электропривод с планетарной передачей 3k-2g-h в разрезе

Разработка многооборотного электропривода для клиновой задвижки с выдвижным шпинделем осуществлялась по договору с Мичуринским заводом «Прогресс» в рамках гранта по Постановлению Правительства РФ №218.

При создании данного параметрического ряда был взят за основу собственный многолетний опыт конструирования, проектирования [3, 11] и исследования эвольвентных зубчатых зацеплений и планетарных механизмов сотрудников кафедры ПМДМ [3, 4, 6]: Корнюхина И.Ф., Полосатова Л.П., Крюкова В.А., Плясова А.В., Борисова А.В. и др. Но информация о имеющихся современных методиках проектирования и инструментально-метрологического обеспечения имела ограниченный и разрозненный характер, что не позволила полноценно сравнить преимущества российских разработок приводов и их промышленных образцов с зарубежными аналогами. На рис. 1 представлен основной вид многооборотного электропривода с двухступенчатой планетарной передачей 3к-2г-н в разрезе, который позволяет компетентным специалистам в этой области машиноведения уже сразу качественно оценить превосходство привода перед многими из существующих.

При создании модели привода будем опираться на известные закономерности между геометрическими параметрами зацеплениями, так и весьма новыми, а именно передаточное отношение планетарной передачи

$$u_{a_1 z_2}^{b_1} = u_{a_1 h}^{b_1} u_{h b_2}^{b_1} = \left(1 + \frac{z_{b_1}}{z_{a_1}}\right) \frac{z_{b_2} \cdot z_{a_1}}{z_{b_2} \cdot z_{a_1} - z_{b_1} \cdot z_{a_2}}, \quad (1)$$

где  $z_{a_1}, z_{a_2}$  – число зубьев малых центральных колес 8 и 18 (см. рис. 1) соответственно,  $z_{b_1}, z_{b_2}$  – число зубьев больших центральных колес 40 и 34 (см. рис. 1) соответственно.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ ПРОЕКТИРОВАНИЯ СТУПЕНИ

В основном окне (исходных данных) геометрического расчета одной из ступеней планетарной передачи 3к-2г-н,

представленном на рис. 2, указываются только основные параметры исходного контура режущего инструмента, а это модуль – 1 мм, угол профиля – 20 градусов, коэффициенты смещения исходного контура для центральных колес и сателлитов и степень точности ISO 1328:1995 – аналог стандарта ГОСТ 1643-81. Их для проведения упрощенного расчета достаточно если принимать за режущий инструмент зубчатую рейку по ГОСТ 13755-81 или эквивалентное колесо.

Но в некоторых случаях как в общем машиностроении при производстве редукторов, так и отраслевом машиностроении, особенно это касается автомобилестроения, станкостроения, авиастроения, нефтегазовой промышленности и др. это упрощение нежелательно, т.к. повышается ответственность изделия с зубчатыми передачами и следует учесть особенности реального профиля режущего инструмента. Поэтому в окне исходный контур предлагается выбрать из четырех видов инструмента [16] указанных выше – это червячная фреза и долбяк. Результат формирования зубьев центральных колес и сателлита в станочном зацеплении можно рассмотреть в окне визуализации выборочно или свести их рядом в соседних окнах для оценки качества (рис. 3).

База данных в программе KISSsoft по инструменту пока ограничена, но может быть дополнена через прикладную программу KISSedit на основании данных ГОСТ 9323-79 и ГОСТ 9324-80 и др. Пока представлены инструменты по DIN. При этом для оперативности решения этой задачи имеется в данном окне четыре режима по инструменту: коэффициентов, диаметра и др. На исходный контур представлены стандарты: AGMA, JIS, DIN и ГОСТ [14, 15].

Базовые данные	Исходный контур	Допуски	Нагрузка	Коэффициенты
<b>Системные данные</b>				
Нормальный модуль	$m_n$	<input type="text" value="1.0000"/> mm	Солнечное колесо	<input type="text" value="прямозубое зацепление"/>
Угол зацеплен...льного сечения	$\alpha_n$	<input type="text" value="20.0000"/> °	Угол наклона зуб...льной окружности	$\beta$ <input type="text" value="0.0000"/> °
Межосевое расстояние	$a$	<input type="text" value="88.0000"/> mm	Количество сателлитов	<input type="text" value="7"/>
<b>Геометрия</b>				
		Солнеч...колесо	Сателлиты	Кольце...колесо
Число зубьев	$z$	<input type="text" value="122"/>	<input type="text" value="53"/>	<input type="text" value="-228"/>
Ширина зубчатого венца	$b$	<input type="text" value="30.0000"/>	<input type="text" value="28.0000"/>	<input type="text" value="30.0000"/> mm
Коэффициент смещения исходного контура: $x^*$		<input type="text" value="0.3006"/>	<input type="text" value="0.2100"/>	<input type="text" value="-0.7206"/>
Степень точности (ISO 1328:1995)	$Q$	<input type="text" value="6"/>	<input type="text" value="6"/>	<input type="text" value="6"/>
<b>Материалы и смазка</b>				
Солнечное колесо	<input type="text" value="42 CrMo 4 (2), Улучшенная сталь, закалка пламенем/нагревом током высокой частоты, ГОСТ 21354 прокатка, Yg=1, Yd:"/>			
Сателлиты	<input type="text" value="42 CrMo 4 (2), Улучшенная сталь, закалка пламенем/нагревом током высокой частоты, ГОСТ 21354 прокатка, Yg=1, Yd:"/>			
Кольцевое зубчатое колесо	<input type="text" value="42 CrMo 4 (2), Улучшенная сталь, закалка пламенем/нагревом током высокой частоты, ГОСТ 21354 прокатка, Yg=1, Yd:"/>			
Смазка	<input type="text" value="Масло: ISO-VG 220"/> Смазка погружением в масло			

Рис. 2. Окно исходных расчета геометрии зацеплений ступени планетарной передачи



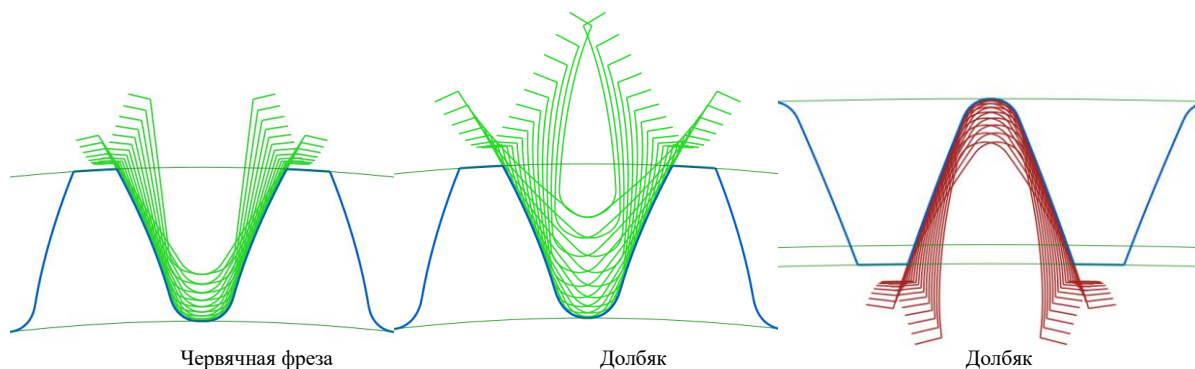


Рис. 3. Огибающие срезы произвольного инструмента по методу огибания при нарезание колес планетарной передачи 3k-2g-h

#### ИНСТРУМЕНТАЛЬНО-МЕТРОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ

Технологический чертеж каждого центрального колеса и сателлитов на рис. 4 содержит элементы, на которых представлена информация по допускам и базовые чертежи зубчатых колес для формирования рабочих чертежей и сборочного для планетарной передачи (рис. 5).

Эти визуализации позволяют конструктору, технологу и метрологу оценить на стадии проектирования планетарной передачи и подготовки качество будущего процесса по стандартам. Но реальный режущий инструмент отличается или накладывает ограничение, т.к. для повышения качества зацепления колес необходимо изменять не только высоту зуба, угол профиля и радиусы переходных кривых, но сам тип бокового профиля, как на стадии проектирования колес и инструмента для нарезания.

К ним относятся зубодолбление внутренних зубьев центральных колес и фрезерование внешних зубьев колес планетарной передачи 3k-2g-h. Формирование бокового

профиля зубьев инструмента может осуществляться по чертежу [13], загружаемому в формате dxf, для получения чертежа (контура) кромки специального инструмента.

На стадии финишной обработки [13] осуществляется шлифование абразивным инструментом для снижения шероховатости, правки профиля после термообработки закалка, но и смещение пятна контакта в зацеплении колес при работе в передаче в каждом из 28 пар зацеплений.

Контрольные размеры определяется в соответствии со стандартами с нижним и верхним отклонением [14, 15, 19] от номинального значения, которые можно проконтролировать на чертеже, установив положение касательных плоскостей и поверхностей измерительного инструмента и роликов к поверхностям бокового профиля зубьев колес планетарной передачи 3k-2g-h (см. рис. 5). Все эти параметры представлены в протоколе расчета планетарной передачи, ряд из которых могут быть подготовлены в отдельной таблице на технологическом чертеже (см. рис. 4) рядом с остальными элементами.

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТЫ ПЛАНЕТАРНОЙ ПЕРЕДАЧИ

При моделировании работы планетарной передачи в составе универсального привода [17] выполнен анализ контактных изгибных напряжений с определением коэффициентов распределения нагрузки между зубьями, вдоль

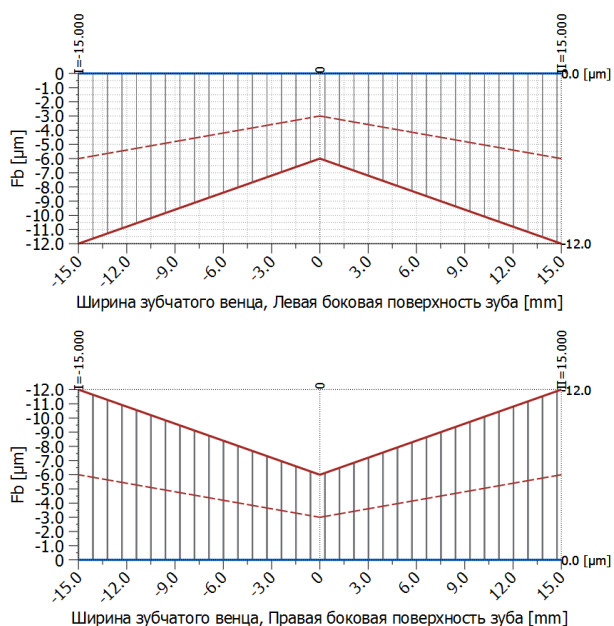


Рис. 4. Диаграмма линии боковой поверхности зуба технологического чертежа колеса

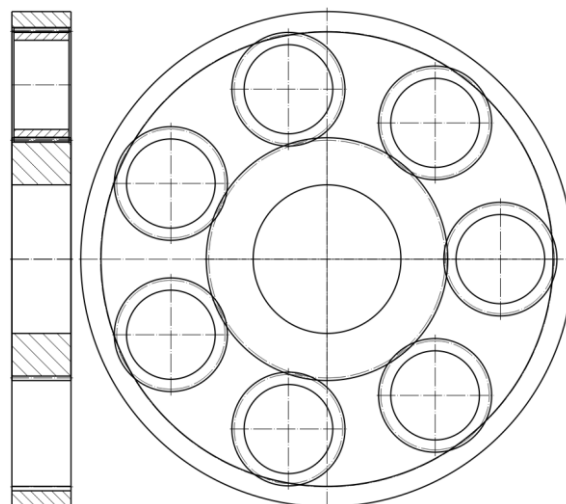


Рис. 5. Чертеж зацепления колес одной ступени планетарной передачи 3k-2g-h

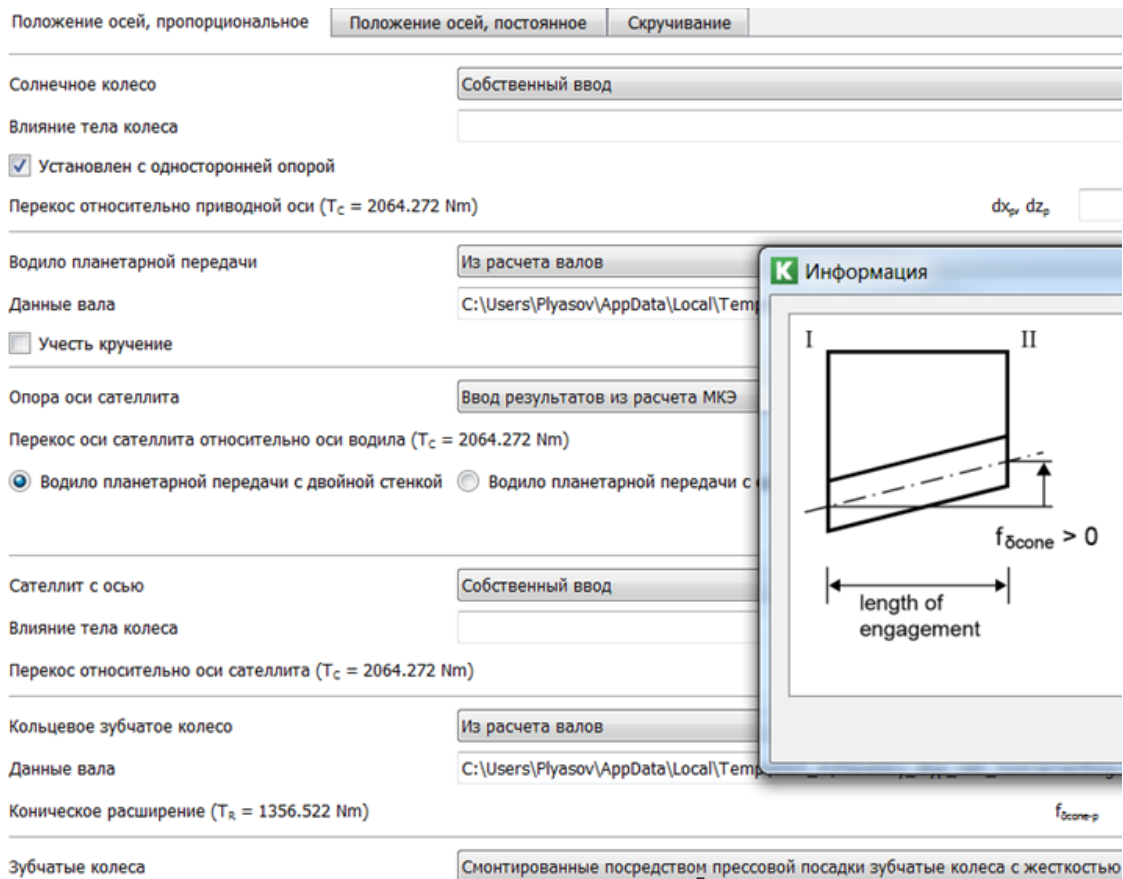


Рис. 6. Учет положения осей колес и сателлитов на распределение нагрузки

зуба и сателлитами с учетом отклонения осей (рис. 6) от номинального (параллельного) положения и погрешности шага осей на водиле из чертежа и его деформаций под нагрузкой. Следует также учесть динамику работы планетарной передачи в универсальном приводе [21-23] по гистограмме его нагружения.

В подтверждение успешного моделирования можно отметить увеличение коэффициента полезного действия, определенного моделированием работы механической системы – планетарной передачи 3k-2g-h в программе KISSsys, как следствие повышения качества эвольвентных зубчатых её зацеплений. При осуществлении моделирования можно учесть отклонение бокового зазора по стандартам [18, 20]: ГОСТ1643-81, DIN3967, ISO1328 (UNI 7880), DIN 58405, ISO 23509 и межосевого расстояния (рис. 4), что позволит рассмотреть реальное зубчатое зацепление центральных колес с сателлитами по одной стороне.

Контроль состояния сопряжения колес в большинстве случаев рассматривается на стационарном режиме, что нехарактерно некоторым современным автоматически регулируемым механическим устройствам при учете изменения внешней нагрузки. Существуют варианты перспективных гидромеханических устройств [24], в которых изменение кинематических и силовых параметров планетарной передачи происходит регулярно, например, вследствие реверса, холостого хода исполнительного органа и гидроудара в трубопроводных магистралях.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Поэтому можно сделать заключение о наличии системного подхода, который позволяет охватить множество

возможных условий формирования зацепления для оценки реальных качества зацепления при конструировании, изготовлении, контроле состояния поверхности и работе планетарной передачи 3k-2g-h привода и при его эксплуатации в соответствующих климатических условиях.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Планетарные передачи: Справочник / В.Н. Кудрявцев и др. М.: Машиностроение, 1977. 536 с.
2. Болотовский И.А., Безруков В.И., Васильева О.Ф. [и др.]. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / Под. ред. И.А. Болотовского. М.: Машиностроение, 1986. 448 с.
3. Силовые зубчатые трансмиссии угольных комбайнов. Теория и проектирование / Сидоров П.Г., Козлов С.В., Крюков В.А., Полосатов Л.П. М.: Машиностроение, 1995. 296 с.
4. Крюков В.А., Прейс В.В. Построение привода исполнительных органов роторной технологической машины с учетом уравнивания мощности / Машиностроение и техносфера XXI века // Сборник МНТК. Донецк: Донецкий НТУ, 2004. С. 121-124.
5. Сидоров П.Г. Алгоритм анализа и синтеза и формирование внутренних эвольвентных зубчатых зацеплений с гарантированными характеристиками / П.Г. Сидоров, А.А. Пашин, А.В. Плясов и др. / Детали машин. Технология изготовления. Автоматизация производства. - 2004. - № 1. - С. 51.
6. Сидоров П.Г. Обоснование параметров внутренних зацеплений плюсовых планетарных приводов запорной арматуры трубопроводного транспорта / П.Г. Сидоров, А.В. Плясов и др. // Известия ТулГУ. Машиноведение,

система приводов и деталей машин. Тула: Изд-во ТулГУ. - 2004. - Вып. 1. - С. 41-51.

7. Сидоров П.Г. Новая система расчета геометрии внутреннего эвольвентного зубчатого зацепления / П.Г. Сидоров, В.А. Крюков, А.В. Плясов // Известия Тульского государственного университета. Серия: Машиноведение, системы приводов и детали машин. - 2006. - № 3. - С. 23-35.

8. Sidorov P.G, Kryukov V.A., Plyasov A.V. [alia]. Synthesis of internal involute couplings of planetary transmissions // Russian engineering research. 2009. V. 29. no. 6. P. 531-537

9. Krukov V.A., Nguyen D.T., Plyasov A.V. GEOMETRICAL SYNTHESIS OF FOUR-BAR GEAR TRAIN WITH RELATED GEARS / Journal of Physics: Conference Series 2019. С. 112017.

10. Двухступенчатая планетарная передача. Сидоров П.Г., Сидоров О.П., Смелов Ю.Е., Пашин А.А., Плясов А.В., Ширяев И.А. Патент на изобретение № 2402707 от 08.10.2008. Оpubл. 27.10.2010, бюлл. № 30.

11. Сидоров П.Г., Пашин А.А., Плясов А.В. Многопоточные зубчатые трансмиссии: теория и методология проектирования/под общ. ред. П.Г. Сидорова. М.: Машиностроение, 2011. 340 с.

12. Универсальный высокомоментный многооборотный электропривод запорной арматуры трубопроводного транспорта Сидоров П.Г., Распопов В.Я., Дмитриев А.В., Пашин А.А., Терёшкин М.В., Ведешкин Ю.В., Плясов А.В. Патент на изобретение № 2457385 от 30.05.2011

13. Борискин О.И., Стаханов Н.Г., Хлудов С.Я., Якушенков А.В. Обкаточный инструмент : обработка отдельных участков профиля // Известия ТулГУ. Технические науки. 2012. № 8. С. 30-33.

14. Тимофеев Б.П. К новому уровню точности отечественных зубчатых колес, передач и редукторов / Б.П. Тимофеев, М.В. Абрамчук // Технология машиностроения. - 2013. - № 1. - С. 64-68.

15. Тимофеев Б.П. Повышение качества зубчатых колес и передач путем разработки новых стандартов / Б.П. Тимофеев, Д.В. Новиков // Приборы. - 2013. - № 9 (159). - С. 37-40.

16. Борискин О.И. Особенности формирования реечными и червячными инструментами профиля детали, очерченного дугами окружности / О.И. Борискин, С.Я.

Хлудов, Н.Г. Стаханов, А.В. Якушенков // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. - 2012. - № 2-6 (292). - С. 17-23.

17. Алалуев Р.В. Результаты испытаний многооборотного электропривода для управления запорной арматурой трубопроводного транспорта / Р.В. Алалуев, Ю.В. Иванов, Д.М. Малютин и др. // Фундаментальные и прикладные проблемы техники и технологии. 2012. № 5 (295). С. 125-135.

18. Тимофеев Б.П., Абрамчук М.В. Проблемы соответствия норм точности бокового зазора зубчатых колес и передач в гост 1643-81 рекомендациям ISO / В сборнике: Фундаментальные и прикладные проблемы надежности и диагностики машин и механизмов Восьмая сессия международной научной школы. 2007. С. 262-264.

19. Борискин О.И. Экспериментальное определение погрешности формообразования внутренних эвольвентных зубьев детали с центрированием по поверхности впадин / О.И. Борискин, С.Я. Хлудов, М.О. Борискина, А.С. Хлудов // Известия ТулГУ. Технические науки. - 2012. - № 8. - С. 48-54.

20. Тимофеев Б.П., Абрамчук М.В. Сравнение табличных значений параметров точности зубчатых колес и передач в стандартах: ISO 1328 и ГОСТ 1643-81 / Теория механизмов и машин. 2007. Т. 5. № 1 (9). С. 60-70.

21. Kryukov V.A., Plyasov A.V. REDUCING THE LEVEL OF VIBRATION IN TWO-STREAM SPUR GEAR / Lecture Notes in Mechanical Engineering. 2019. № 9783319956299. С. 499-507.

22. Крюков В.А., Савельева Л.В. Выбор закона изменения жесткости зацепления при моделировании динамики зубчатых передач / В.А. Крюков, Л.В. Савельева // Известия ТулГУ. Технические науки. Тула: Изд-во ТулГУ. - 2015. - Вып. 11-1. - С. 65-70.

23. Крюков В.А., Савельева Л.В. Снижение динамических нагрузок в многопоточных передачах / Вибрационные технологии, мехатроника и управляемые машины: сб. науч. ст.: в 2 ч. - Ч. 1 // редкол. С.Ф. Яцун (отв. ред.) [и др.] Курск: Юго-Зап. гос. ун-т, 2016. С. 205-215.

24. Анцев В.Ю., Трушин Н.Н. Гидромеханическая передача / Патент на изобретение RU 2695477, 23.07.2019. Заявка № 2018142968 от 05.12.2018.

# Evaluation of the Impact of the Actual Geometry of Planetary Gearing on its Capabilities in the Kissys

Plyasov A.V., Trushin N.N.

Tula State University (TulSU)

Tula, Russia

plyasov-a@yandex.ru, trunikolaj@yandex.ru

**Abstract.** In article the main aspects affecting the efficiency and quality of links of multi-turn actuator on the basis of the indivisible two-stage planetary gear type 3k-2g-h and discrepancies in traditional and modern automatic design of the program complex of the company KissSoft AG, such as kinematic error, load distribution between rolling elements of bearings and satellites of the broadcast in question, as well as the formation of the

contour of a cutting tool constructed according to the side profile of the wheel.

**Keywords:** gearing quality indicators, planetary gear, initial contour of the gear cutting tool, control dimensions, center distance, additional conditions for geometric synthesis.

# Моделирование информационной энтропии операционного цикла совместной деятельности промышленных объектов

Васильев А.Г.  
ПАО «Звезда»  
Санкт-Петербург, Россия  
vasiliev@zvezda.spb.ru

Евневич Е.Л., Фаткиева Р.Р.  
Санкт-Петербургский институт информатики  
и автоматизации Российской академии наук  
Санкт-Петербург, Россия  
rikki2@yandex.ru

**Аннотация.** Рассмотрены вопросы стратегического планирования совместной деятельности промышленных объектов и тактического согласования целей и сценариев действий участников производственного цикла с целью формирования оптимального сценария взаимодействия. Сформулированы критерии достижения целевой функции совместной деятельности. Сценарий совместной деятельности в общем случае представляется в виде взаимосвязанного комплекса сценариев участников с формированием общей стратегии путем устранения противоречий и определения общих целей. Предложены модель и метод оценки степени доверия к операционным процессам участников с целью формирования управляющего воздействия при отклонении от сценария взаимодействия. Разработана система сбалансированных показателей деятельности предприятий, позволяющая осуществлять оперативное управление совместной деятельностью с возможностью динамической оценки достижения целей, согласования и коррекции оперативных планов на всех этапах производства. Проведено численное моделирование на примере оптимизации номенклатуры закупаемого инструмента. Сформировано пространство состояний исследуемого процесса и определены вероятности перехода с помощью системы дифференциальных уравнений Колмогорова. Определение вероятностей перехода позволяет вычислить информационную энтропию и оценить согласованность сторон совместной деятельности по методу Николаева-Темнова. Результаты моделирования подтвердили корреляцию между возрастанием энтропии и уменьшением согласованности процессов и, как следствие, нарушениями устойчивости функционирования.

**Ключевые слова:** промышленный объект, система сбалансированных показателей, моделирование производственных процессов, совместная деятельность, согласованность процессов, энтропия.

## ВВЕДЕНИЕ

Повышенные требования к качеству продукции в условиях экономии ресурсов требуют нового подхода к решению задач контроля и управления. Основная трудность мониторинга выполнения целевых показателей в этих условиях заключается в динамичности изменения информации о производственных и технологических процессах, а также в неопределённости, вносимой участниками процесса.

Эффективное управление операционным процессом (ОпП) в условиях совместной деятельности (СД) сторон операционного цикла требует использования новых подходов в условиях жесткой конкуренции.

В современном цикле производства управление промышленным объектом (ПМО) представляет собой сложный процесс за счет:

- длительности цикла обработки и трудоемкости процесса изготовления в связи с существующими технологическими решениями;
- несогласованности оперативных планов различных служб при планировании вследствие отсутствия применения информационно-аналитических технологий;
- недостаточной актуальности данных о выполнении текущих работ, что приводит к снижению достоверности сроков выполнения;
- значительной номенклатуры инструмента, используемого при производстве выпускаемой продукции, что требует значительных затрат при организации складского учета.

С другой стороны, если процесс производства изделий является наукоемким и технологически сложным в изготовлении, это накладывает дополнительные ограничения при согласовании изменений в технологические цепочки, поскольку несогласованное внесение изменений в конструкцию и этапы производства может привести к нарушению безопасности при эксплуатации изделий.

Все перечисленное требует введения оценки устойчивости процесса функционирования на предприятии. Моделирование и оценка динамичности процессов, протекающих при производстве, основанная на изменении энтропии, представлена в исследованиях [1-3]. В работе [4] предложен метод выявления нарушений при оперативном анализе спектральных и пространственных признаков. Модели, основанные на прогнозировании и ситуационном управлении, представлены в работах [5-8, 18-19]. Однако представленные модели и методы нацелены на оценку неопределенности относительно внешней среды и не затрагивают механизмы адаптации при несогласованности действий внутри системы [9, 10]. В этих условиях возникает задача оценки степени доверия к операционным процессам при совместной деятельности (СД) для формирования управляющего воздействия при отклонении от сценария, заданного при стратегическом планировании взаимодействия.

## ПОСТРОЕНИЕ СТРАТЕГИИ СОВМЕСТНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

В общем виде решение оптимизационной задачи стратегического планирования можно свести к выбору одной из стратегий поиска траектории развития, при которой на

интервале времени  $(T_0, T)$  достигается либо минимум интегральных затрат:

$$W_{\text{toll}}(T_0, T) \rightarrow \min \int_{T_0}^T Z(t) dt, \quad (1)$$

где  $Z$ -затраты на выпуск продукции и обслуживание ПМО;

либо максимум получения чистой прибыли:

$$W_{\text{profit}}(T_0, T) = \max \left( \int_{T_0}^T TR(q, t) dt - \int_{T_0}^T TC(q, t) dt \right), \quad (2)$$

при функционировании ПМО, где  $TR(q, t)$ - прибыль при производстве продукции  $q$ ;  $TC(q, t)$ - издержки на обслуживание ПМО и ОпП.

В контексте системно-динамического подхода описание функционирования промышленных объектов (ПМО) и операционного процесса (ОпП) при СД возможно в следующей постановке:

$$W(t) = \text{opt} \{ S(t), \text{Opp}(t), C(t), X(t), A(t) \},$$

где  $w$  - целевая функция;  $S(t)$ - множество элементов, входящих в ПМО;  $\text{Opp}(t)$ - множество ОпП, циркулирующих между элементами,  $C(t)$ - множество событий, генерируемых ОпП,  $X(t)$  — множество показателей выполнения условий (1) или (2),  $A(t)$  работа, выполняемая на заданном временном интервале. Тогда для каждой группы показателей  $X(t)$  по уровням может быть поставлена в соответствие агрегативная модель, состоящая из множества показателей функционирования структурных элементов  $S(t)$ , позволяющая динамически определять множества ОпП во времени, и множества состояний, возникающих при реализации того или иного ОпП. Возникает необходимость использования аппарата многокритериальной оптимизации для нахождения целевой функции структурно-параметрического синтеза  $W_{\text{int}}$  для сторон СД в зависимости от выполнения  $N$  целевых функций каждой из сторон:  $W_1(X_r^l), \dots, W_N(X_r^l)$  от вектора  $X_r^l$ - показателей функционирования ПМО на множестве допустимых ограничений, где  $r=1, \dots, R$  – номер показателя,  $l=1, \dots, L$  – номер уровня детализации целевой функции:

$$W_{\text{int}} = \begin{cases} W_1 = \text{opt}_{r,l} W_1(X_r^l) \\ \dots \\ W_N = \text{opt}_{r,l} W_N(X_r^l) \end{cases} \quad (3)$$

Однако на практике целевая функция формируется под влиянием критериев, которые могут находиться в несогласованности (конflikте) и/или неопределенности по отношению друг к другу. Поиск оптимального решения с учетом данного обстоятельства сводится к задаче нахождения компромисса между оптимальными решениями для каждой из сторон. В случае множества допустимых оптимальных решений, с учетом пространственно-временных, технических и технологических ограничений  $W_{\text{int}}$  может формироваться отдельно для каждой из сторон с учетом достижения стратегической цели  $W^L$  в виде  $W^L = f(W^L(W_1^l, W_2^l, \dots, W_N^l))$ , где  $W_N^l$  - множество страте-

гий интеграции на  $l$ -ом уровне структуры предприятия.

Для достижения оптимальных стратегий в целом или для каждой из сторон необходимо осуществить оценку текущей пространственно- временной структуры интеграции ПМО и ОпП, вектора допустимых оптимальных решений, алгоритма достижения целей, выработать критерии оценки их достижения и сформировать последовательность реконфигураций пространственно-временной структуры для оценки структурной динамики ПМО и ОпП. Однако достижение цели невозможно без контроля состояния процессов, происходящих в системе. Поэтому для формирования управляющих воздействий необходимо сформировать наборы показателей и критериев для мониторинга текущего состояния ПМО, ОпП. Особенностью решения этой задачи является возможность возникновения неполноты информации об изменении текущих показателей, что формирует проблему выбора и необходимость учета фактора риска при управлении структурной динамикой [11]. В этом случае частная задача управления состоит в обеспечении требуемых показателей качества функционирования в заданных промежутках времени и формировании управляющих воздействий для изменения пространственно-временной структуры при изменении показателей в заданных верхних и нижних границах пороговых значений.

Проблема может усугубиться, если одна из сторон СД предоставляет не только неполную, но противоречивую информацию о показателях достижения целевой функции.

С учетом постановки оптимизационной задачи (3) возникает необходимость поиска оптимальных стратегий СД, позволяющих произвести анализ производственно-технологических связей и сформировать множество сценариев взаимодействия для каждого из участников  $K_i(t) = \{K_1(t), K_2(t), \dots, K_{M_i}(t)\}$ , где  $i = \overline{1, M}$  - участники взаимодействия, с выбором оптимального сценария на каждом этапе. В общем виде стратегию развития при СД можно представить в виде взаимосвязанного комплекса сценариев, где каждая из сторон стремится реализовать свою целевую функцию в зависимости от необходимости тактического согласования в достижении цели. Достижение цели в условиях противоборства сторон является частым случаем стратегического планирования СД. Процесс СД представляется как последовательное целеориентированное формирование общей стратегии для достижения заданной целевой функции путем устранения выявленных противоречий и поиском общих целей и задач.

#### ПОСТРОЕНИЕ МОДЕЛИ ДОВЕРИЯ К ОПЕРАЦИОННЫМ ПРОЦЕССАМ

Построение модели доверия к ОпП является продолжением стратегического планирования при формировании задач и влияет на процесс принятия решений при выстраивании управленческих воздействий с корректировкой курса развития. Ошибки, допущенные на данном этапе, ведут к нарушению на этапе согласования, и в целом приводят к асимметрии информации у одной из сторон и к уменьшению доверия у другой [12]. Причинами информационной асимметрии могут быть:

- неполнота информации (информации недостаточно

для принятия решения, имеет место противоречивость информации, искажение информации, в том числе и неумышленное);

- избыток информации (возникают трудности при принятии решения);
- неполнота множества механизмов для поиска решения (отсутствие алгоритма принятия решения в условиях неопределенности);
- задержка в передаче информации (как умышленная, так и по объективным причинам);
- намеренное противодействие в получении информации.

Наличие асимметрии информации приводит к росту информационной энтропии в системе и увеличению потенциала у одной из сторон, а также образованию событий риска, таких как неблагоприятный экономический отбор и увеличение транзакционных издержек.

Это приводит к необходимости формирования набора сценариев взаимодействия у сторон СД, при формировании которого требуется предусмотреть пространство реакций на полученное множество сценариев, с поиском оптимального ответа на произошедшую ситуацию. Для этого:

Шаг 1. Выбирается  $n$  ролей для каждого из  $M$  объектов взаимодействия из числа участников СД. Для каждой роли определяется множество  $K$  сценариев взаимодействия в виде следующего набора  $K^M = \{K_{1_i}^M, K_{2_i}^M, \dots, K_{p_i}^M\}$ , где  $p_i$  - количество сценариев для роли  $i$ .

Шаг 2. Для каждого сценария  $K_{p_i}^M$  формируется набор из  $m$  состояний объекта, в которых он находится при осуществлении единичных операций над объектом.

Шаг 3. Для каждого состояния устанавливается множество правил перехода из состояния в состояние.

Шаг 4. Формируется множество событий перехода из состояния  $i$  в состояние  $j$  и определяются вероятности перехода  $p_{ij}$ .

Шаг 5. Осуществляется оценка информационной энтропии [15-18]:

$$H(X_{event}) = -\sum_{j=0}^m \sum_{i=1}^m p_{ij} \log_m p_{ij}, \quad (4)$$

и формируется пространство пороговых значений отклонения энтропии от заданного уровня, полученного при штатном функционировании системы.

Шаг 6. Управление стратегическим планированием за счет использования механизмов прогнозирования и оценки вероятности наступления события. В этом случае управляющее воздействие можно рассмотреть как множество, состоящее из подмножества мероприятий по обеспечению функциональной безопасности.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Для достижения стратегии минимизации затрат (1) на предприятии была разработана система сбалансированных показателей, позволяющая осуществлять оперативное управление [13] с возможностью динамической оценки достижения целей при СД за счет сокращения сроков изготовления выпускаемой продукции при возможности согласования на всех этапах производства, с возможно-

стью коррекции оперативных планов и введения аналитических технологий планирования, применения систем складского учета.

Однако использование системы сбалансированных показателей не всегда позволяет выявить производственные процессы, не входящие в основной цикл обработки, но замедляющие производство готовой продукции. Также применение затруднено при «запаздывании» или недостоверности показателей [14]. Для устранения указанного противоречия возникла необходимость моделирования процессов технологического цикла с учетом неопределенности информации о функционировании ПМО.

Моделирование произведено на примере оптимизации задачи «Снижение потерь за счет оптимизации номенклатуры закупаемого инструмента». Для этого были выбраны отделы, участвующие в оптимизации: Склад, Отдел Снабжения и Производственный комплекс. Для оценки функционирования процесса закупки инструмента построен процесс в нормальном режиме работы (сценарий 1), функционирование с частичными нарушениями процесса (сценарии 2-6) и цикл с полным набором нарушений (сценарий 7).

*Сценарий 1:* 1- формирование заявки на инструмент; 2- согласование заявки; 3-передача в отдел снабжения; 4.-передача инструмента на склад; 5- выдача инструмента на производство.

*Сценарий 2:* 6-отсутствие полного перечня требуемого инструмента; 7- несоответствие качества требуемого инструмента; 8 –несоответствие количества инструмента, требованиям производства.

*Сценарий 3:* 9 – отсутствие согласования у заинтересованных служб;

*Сценарий 4:* 1 - закупка инструмента, не соответствующего требованиям производства; 13-закупка некондиционного инструмента; 14- длительное время закупки.

*Сценарий 5:* 11- неправильная постановка на учет;

*Сценарий 6:* 12- выдача инструмента не соответствующей службе; 15 - выдача неполного комплекта; 16- выдача несоответствующего инструмента.

*Сценарий 7:* полный набор нарушений. В виде полного графа представлен на рис.1.

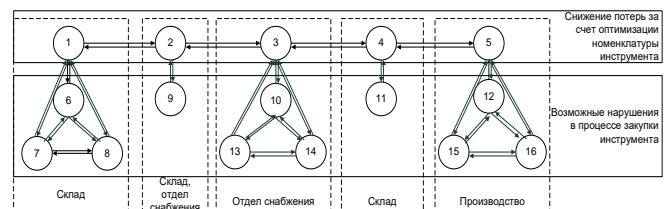


Рис. 1. Модель нарушения процесса оптимизации номенклатуры закупаемого инструмента

Для каждого сценария был определен набор состояний, в которых процесс находится при осуществлении операций, что позволяет определить интенсивности переходов и вычислить вероятности перехода  $p_{ij}$  из состояния  $i$  в  $j$ . Нахождение значений вероятностей перехода из состояния в состояние возможно при решении системы дифференциальных уравнений для различных

наборов значений интенсивностей [19].

Наличие вероятностей перехода позволяет определить энтропию системы (4), а также оценить согласованность сторон при СД. Определение согласованности СД можно осуществить по методу М. Кендалла и рассматриваемому здесь методу Николаева-Темнова [15, 16] по формуле:

$$W_H = 1 - \frac{H}{n \ln n}, \quad (5)$$

где  $n$  - количество состояний.

Если значение  $W_H \geq 0,55$  можно считать, что согласованность не нарушена.

Моделирование информационной энтропии процесса «Снижение потерь за счет оптимизации номенклатуры закупаемого инструмента» на момент времени  $t$  показал, что при нарушении функционирования происходит нарастание энтропии (табл., графа Н для каждого сценария), при этом для каждого сценария с нарушениями формируются различные количественные оценки.

Анализ полученных оценок роста энтропии позволяет сформировать пороговые значения, при которых возможна идентификация тех или иных нарушений операционного цикла.

Приведенные значения согласованности, вычисленные по формуле (5) (табл., графа W) показывают, что при функционировании в штатном режиме оценки согласованности являются удовлетворительными. Однако при возникновении нарушений функционирования оценка согласованности уменьшается. Возникает это в случае изменения стратегии одного из участников СД, поскольку операционный цикл изначально формировался с учетом достижения совместных целей. Формирование и анализ полученных оценок является вспомогательным инструментом и позволяет предупредить возникающие нарушения при неполноте информации или недостоверности сведений о выполнении показателей одной из сторон.

Таблица

Оценка согласованности сторон СД

№	Вероятность							Н	W <sub>H</sub>
	p1	p2	p3	p4	p5	...	p16		
1	0,01	0,2	0,5	0,16	0,15	...	0	1,29	0,58
2	0,03	0,18	0,3	0,15	0,06	...	0	1,86	0,40
3	0,05	0,2	0,2	0,1	0,11	...	0	1,63	0,47
4	0,01	0,35	0,2	0,07	0,07	...	0	1,79	0,42
5	0,01	0,35	0,18	0,13	0,2	...	0	1,57	0,49
6	0,09	0,22	0,4	0,14	0,06	...	0,04	1,67	0,46
7	0,04	0,08	0,03	0,02	0,04	...	0,007	9,56	0

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

Применение разработанного метода получения количественных оценок позволяет осуществить автоматизацию получения оценок устойчивости процесса функционирования, а также сформировать подмножества мероприятий по обеспечению функциональной безопасности.

Предлагаемый метод имеет ограничения по количеству рассматриваемых процессов в силу «проклятия размерности», поскольку количество возможных вариантов для перебора сопряжено с необходимостью учета всех состояний, относящихся к каждому процессу [1]. Решение дан-

ной проблемы возможно с использованием методов и алгоритмов структурно-функциональной декомпозиции производственного процесса.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Дулесов А.С., Кондрат Н.Н. Определение для простейшей структуры технической системы количества информационной энтропии посредством её нормировки //Фундаментальные исследования. – 2015. – № 2-20. – С. 4408-4412.
2. Ma, R.G., Xu, H., Liu, W.Y., Wang, X., Cheng, C.A Dynamic Yardstick Evaluation Approach for Assessing Development and Production Management Status of Grass-roots Distribution Utilities //IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, 223 (2019), № 012045.
3. Bychkova, S. M.; Makarova, N. N.; Zhidkova, E. A.. Measurement of information in the subsystem of internal control of the controlling system of organizations of the agro-industrial complex //Entrepreneurship and Sustainability Issues 6(1): 2018. P. 35-43.
4. Kim, S. Unsupervised spectral-spatial feature selection-based camouflaged object detection using VNIR hyperspectral camera //Scientific World Journal, 2015, № 834635.
5. Kozulia, T., Bilova, M., Kozulia, M. Environmental assessment development of anthropogenic objects using comparator identification method //Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, 5 (10). P. 27-33.
6. Chen, C.B., Wang, L.Y. Rough Set-Based Clustering with Refinement Using Shannon's Entropy Theory //Computers and Mathematics with Applications, 2006, 52 (10-11). P. 1563-1576.
7. Юдин С.В., Протасьев В.Б., Подкопаев Р.Ю., Юдин А.С. Методика расчета информационных планов статистического приемочного контроля на основе байесовского подхода //Современные наукоемкие технологии. Издательство: Издательский дом "Академия естествознания", 2018, №: 11-1. С. 90-94.
8. Логиновский О.В., Дранко О.И., Голлай А.В. Математические модели оценки деятельности промышленных предприятий в условиях нестабильности //Вестник Южно-Уральского государственного университета. Серия: Компьютерные технологии, управление, радиоэлектроника. 2018. Т. 18. № 4. С. 88-102.
9. Новиков Д.А. Математические модели формирования и функционирования команд. – М.: Издательство физико-математической литературы, 2008. – 184 с.
10. Виноградов Г.П., Бурдо Г.Б., Исаев А.А. Согласованное принятие решений в производственных системах изготовления наукоемких изделий //Программные продукты и системы. 2015. № 2. С. 75-82.
11. Кулаговский Е.В. Методический инструментарий оценки рисков промышленных предприятий //Вестник гражданских инженеров. № 5 (58). Издательство: Санкт-Петербургский государственный архитектурно-строительный университет (Санкт-Петербург). 2016. С. 181-185.
12. Гущина Е.Г., Витальева Е.М., Волков С.К. Влияние асимметрии информации на экономический рост //Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: Экономика. 2017. № 4. С. 7-14.

---

13. Роберт С. Каплан, Дэвид П. Нортон. Сбалансированная система показателей. От стратегии к действию. – М.: ЗАО «Олимп-Бизнес», 2003. – 210 с.

14. Подвальный С.Л. Построение моделей косвенного контроля в информационно-управляющих вычислительных системах //Вестник Воронежского государственного технического университета. 2016. Т. 12. № 6. С. 44-51.

15. Николаев, В.И. Брук В.М. Системотехника: методы и приложения //В.И. Николаев, В.М. Брук. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1985. – 199 с.

16. V. I. Nikolayev, V. N. Temnov. On one method for determining objective and subjective value of data in control //Autom. Remote Control, 33:9 (1972). P. 1521–1526.

17. Дулесов А.С., Хрусталева В.И. Определение энтропии как меры информации при сопоставлении прогнозных и фактических показателей предприятия //Современные проблемы науки и образования. 2012. № 1. С. 151.

18. Грейз Г.М., Кузменко Ю.Г., Окольнішнікова І.Ю. Энтропия как показатель состояния логистической системы промышленного предприятия //Вестник Удмуртского университета. Серия Экономика и право. 2018. Т. 28. № 1. С. 7-14.

19. Колмогоров А.Н.. Об аналитических методах в теории вероятностей. Успехи математических наук, 5 (1938). С. 5–41.

## Modeling and Assessment of Production Cycle Information Entropy under Joint Activities of Industrial Facilities

Vasiliev A.

PJSC Zvezda

St.Petersburg, Russia

vasiliev@zvezda.spb,ru

Evnevich E., Fatkueva R.

St. Petersburg Institute for Informatics and Automation

of the Russian Academy of Sciences

St.Petersburg, Russia

rikki2@yandex.ru

*Abstract.* Issues of strategic planning of joint activities of industrial facilities and those of tactical coordination of goals and scenarios of participants of the production cycle are given consideration in order to develop optimal scenario of interaction. Criteria for achieving objective function of joint activities are formulated. The collaborative scenario is presented as an interrelated set of scenarios of participants resulting in a common strategy by eliminating contradictions and fixing common objectives. A model and a method of assessing the degree of trust in operational processes of participants are proposed in order to form a control measures in case of deviation from the interaction scenario. Balanced scorecard of enterprises was developed thus enabling to carry out monitoring and control of joint activities with the possibility of dynamic assessment of goal achievement, harmonization and correction of operational plans at all stages of production. A numerical modeling was carried out using as an

example the task of optimization of inventory nomenclature to be purchased. The space of states of the process under investigation was formed and transition probabilities were determined as a solution of corresponding Kolmogorov's system of differential equations. Determination of transition probabilities makes it possible to calculate information entropy and to estimate consistency of the parties of joint activities according to the method of Nikolayev-Temnov. Modeling results confirmed the correlation between increasing entropy and decreasing processes consistency and, as a result, degradation of performance sustainability.

*Keywords:* industrial facility, balanced scorecard, modeling of production processes, joint activities, processes compliance, information entropy.



# Результаты компьютерного моделирования системы рекуперации энергии торможения лесовозного автомобиля

Посметьев В.И., Никонов В.О., Посметьев В.В.

Воронежский государственный лесотехнический университет имени Г. Ф. Морозова

Воронеж, Россия

8888nike8888@mail.ru

**Аннотация.** Обоснована актуальность повышения эффективности функционирования лесовозного автомобиля путем использования в его конструкции совместно с гидроприводом манипулятора гидромоторов колес для накопления гидравлической энергии при торможении в пневмогидравлическом аккумуляторе, и дальнейшего ее использования для разгона лесовозного автомобиля и погрузки/разгрузки сортиментов. Приведена математическая модель системы рекуперации энергии торможения лесовозного автомобиля, дополненная моделью неровной опорной поверхности, в которой производится расчет накопления и высвобождения гидравлической энергии рабочей жидкости. Разработана компьютерная программа для исследования показателей эффективности функционирования системы рекуперации энергии при торможении лесовозного автомобиля с накопителями энергии в гидромоторах колес. Проведены в разработанной программе серии компьютерных экспериментов движения лесовозного автомобиля по заданной поверхности для исследования влияния объема пневмогидравлического аккумулятора, коэффициента полезного действия системы рекуперации в режимах зарядки и разрядки, средней длины препятствий на средние значения времени зарядки, разрядки пневмогидравлического аккумулятора, а также на коэффициент топливной экономичности. Получены зависимости от времени накопленной гидравлической энергии в пневмогидравлическом аккумуляторе при различных значениях его объемов и коэффициентов полезного действия системы рекуперации.

**Ключевые слова:** лесовозный автомобиль, рекуперация, энергия торможения, пневмогидравлический аккумулятор, эффективность, топливная экономичность.

## ВВЕДЕНИЕ

Эксплуатация лесовозных автомобилей сопряжена с множеством проблем, наиболее важными из которых являются истощение природных ресурсов и ухудшение экологии. С учетом того, что в Российской Федерации большинство лесовозных автомобилей в настоящее время имеют низкие экологические показатели, можно сделать вывод, что исследования направленные на сокращение вредных веществ от отработавших газов, являются актуальными. В процессе движения лесовозного автомобиля при вывозке лесоматериалов в условиях бездорожья, ему почти постоянно приходится разгоняться и тормозить. Это приводит к тому, что кинетическая энергия массивного лесовозного автомобиля при его торможении переходит в потенциальную и непроизводительно рассеивается в форме тепла в окружающую среду. С целью полезного использования этой энергии, и, следовательно, для повы-

шения экологических показателей лесовозного автомобиля путем сокращения расхода топлива и снижения общего количества вредных выбросов в окружающую среду, применяют разнообразные системы рекуперации энергии торможения, разработки и исследования которых проводятся во всем мире на протяжении многих лет [1].

В работе Ricardo Chicurel [2] приводится рекуперативная тормозная система городского автобуса, включающая в себя гидравлический насос-двигатель с возможностью включения в работу с помощью пневмогидравлического аккумулятора. Исследования показывают, что предлагаемая рекуперативная система позволит накопить при торможении и полезно использовать до 45 % гидравлической энергии рабочей жидкости. В статье Wei Yu и Rouchen Wang [3] приводится описание используемых технологий рекуперативного торможения автомобилями. Разработана модель рекуперации энергии торможения, учитывающая различные условия движения автомобиля. Выявлено, что потенциал накопления при торможении энергии значительно зависит от частоты и силы торможения. В исследовании Boyi Xiao и Huazhong Lu [4] приводится три новые стратегии управления рекуперативным торможением в электромобиле, основой которых является нечеткая логика с несколькими входами, учитывающие влияния мощности двигателя, силы торможения и заряда аккумулятора. Результаты показали, что новые стратегии позволят вернуть обратно в систему соответственно 12 %, 21,1 % и 22,7 % энергии торможения электромобиля. В своей работе Di Zhao и Liang Chu [5] представляют систему рекуперативного торможения электромобиля с совместной гидравлической системой торможения. Результаты имитационного моделирования показали высокую эффективность предлагаемой рекуперативной системы. В статье Ryszard Dinfeldt и Piotr Wos [6] приводится обзор методов рекуперации и накопления энергии торможения в гибридных транспортных средствах. Выявлено, что в настоящее время мало исследованы гидростатические системы, используемые в серийных гибридных приводах машин, особенно в электрогидравлических системах управления реверсивными приводами. В работе L. Pugi и M. Pagliali [7] предлагается инновационное техническое решение, основанное на внедрении системы, предназначенной для восстановления энергии торможения грузового автомобиля и использования этой энергии для функционирования бортовой гидравлической приводной системы. Результаты имитационного моделирования показывают, что предлагаемая система способна производить большее количество энергии, чем требуется гидростанции. ER. Amitesh Kumar [8] в своих исследованиях предлагает новую configura-

цию параллельного гидравлического рекуперативного гидропривода транспортного средства для повышения потенциала рекуперации энергии торможения и эффективности работы двигателя. Результаты имитационного моделирования показывают, что предлагаемый гидропривод эффективно улучшает экономию топлива транспортного средства. Wei Wu и Hui Liu [9] предлагают гидравлический гибридный привод автомобиля с рекуперацией энергии торможения. Результаты исследования динамических характеристик системы в режиме рекуперативного торможения показывают, что давление в пневмогидравлическом аккумуляторе положительно коррелирует с контролируемым углом гидравлического трансформатора.

Выполненный анализ существующих работ позволил выявить, что в настоящее время еще не разработаны удовлетворяющие современным требованиям рекуперативные гидроприводы лесовозных автомобилей с системами рекуперации гидравлической энергии торможения, также отсутствуют математические модели и компьютерные программы, описывающие работу этих систем. Целью

исследования является разработка математической модели функционирования системы рекуперации гидравлической энергии торможения лесовозного автомобиля, а также компьютерной программы, позволяющей исследовать влияние основных параметров дорог и параметров предлагаемой системы на показатели ее эффективности, при движении лесовозного автомобиля по недостаточно оборудованным лесовозным дорогам.

## МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В результате выполненных авторами исследований рекуперации гидравлической и пневматической энергии в рекуперативных гидроприводах лесовозного автомобильного транспорта, содержащих рекуперативные механизмы стрелы, рукояти, опорно-поворотного устройства, подвески, тягово-сцепного и седельно-сцепного устройств, была предложена перспективная схема рекуперативной системы торможения лесовозного автомобиля “рис. 1” [10-14].

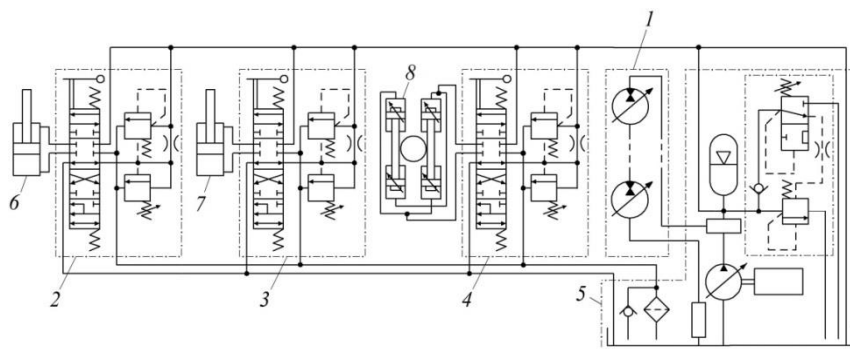


Рис. 1. Схема рекуперативной системы энергии торможения лесовозного автомобиля (собственные разработки авторов [15]): 1 – рекуперативный механизм колес, 2-4 – гидрораспределители, 5 – насосно-аккумуляторный узел, 6, 7 – гидроцилиндры рукояти и стрелы манипулятора, 8 – опорно-поворотное устройство

Для исследования эффективности ее работы авторами разработаны математическая модель и на ее основе компьютерная программа. Моделирование основано на методах классической механики [16-19]. В разрабатываемой математической модели лесовозный автомобиль перемещается вдоль оси  $X$ . Текущее положение лесовозного автомобиля определяется координатой  $x$ , а мгновенная горизонтальная скорость лесовозного автомобиля составляет  $v$ . Для возможности создания в одномерной модели неровной опорной поверхности, проводится корректировка скорости лесовозного автомобиля, силы тяжести и координаты в зависимости от угла наклона опорной поверхности  $\alpha(x)$  в рассматриваемой точке  $x$ . С учетом второго закона Ньютона, уравнение движения лесовозного автомобиля запишется следующим образом:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} = F_{forc} - F_{res.mov} - mg \sin \alpha(x), \quad (1)$$

где  $m$  – масса лесовозного автомобиля с лесоматериалами;  $t$  – время;  $F_{forc}$  – сила тяги;  $F_{res.mov}$  – сила сопротивления движению;  $g$  – ускорение свободного падения;  $mg \sin \alpha(x)$  – проекция силы тяжести в рассматриваемой точке  $x$ , на касательную прямую к опорной поверхности, размещен-

ную относительно горизонтального направления под углом  $\alpha(x)$ .

Сила сопротивления ходовой части лесовозного автомобиля определяется по следующей формуле:

$$F_{res.mov} = a + b \frac{F_{fors}}{m_{fors} g} + cv^2, \quad (2)$$

где  $a$ ,  $b$ ,  $c$  – коэффициенты, принимаемые на основании опытных данных эксплуатации лесовозных автомобилей.

Для решения уравнения движения лесовозного автомобиля, являющимся дифференциальным уравнением второго порядка используем численный метод Рунге-Кутты второго порядка, имеющий высокую адекватность модели и точность решения, реализующийся следующими формулами:

$$x^{\tau+1} = x^{\tau} + v^{\tau} \cdot \Delta t + \frac{a^{\tau} \cdot (\Delta t)^2}{2}; \quad (3)$$

$$v^{\tau+1} = v^{\tau} + a^{\tau} \cdot \Delta t, \quad (4)$$

где  $\tau$  – шаг интегрирования от времени;  $\Delta t$  – значение шага интегрирования;  $a^{\tau}$ ,  $x^{\tau}$ ,  $v^{\tau}$  – ускорение, координата и скорость лесовозного автомобиля на текущем шаге интегрирования  $\tau$ .

В разработанной математической модели выполняется расчет зарядки и разрядки гидравлической энергией пневмогидравлического аккумулятора. Из-за сложности воспроизведения при моделировании рекуперативной системы энергии торможения, математическое моделирование выполняется на уровне работы и энергии, без привязки к конкретной рекуперативной системе. Накопление гидравлической энергии в процессе зарядки пневмогидравлического аккумулятора определяется условно, в абсолютном значении накопленной гидравлической энергии  $E_{PGA}$ . Определенные положения поршня  $x_p$  пневмогидравлического аккумулятора выполняется по следующей формуле:

$$E_{PGA}(x_p) = \nu RT (\ln x_{max} - \ln x_p), \quad (5)$$

где  $\nu$  – количество вещества в газовой полости пневмогидравлического аккумулятора;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $T$  – абсолютная температура газа;  $x_{max}$  – начальное положение поршня в разряженном пневмогидравлическом аккумуляторе.

Описание уравнения в конечных разностях процессов зарядки и разрядки пневмогидравлического аккумулятора примет следующий вид:

$$E_{PGA}^{\tau+1} = \begin{cases} E_{PGA}^{\tau} + \Sigma F \cdot k \cdot \Delta t \cdot \frac{V_{hyd.mot.}}{2\pi R_{wh}} \cdot \begin{cases} \eta_{ch.dv.}, \Sigma F \geq 0; \\ 1, \Sigma F < 0; \\ \eta_{dich.dv.} \end{cases} \\ E_{PGAm}, \begin{cases} E_{PGA}^{\tau} = E_{PGAm}; \\ \Sigma F > 0; \end{cases} \\ 0, \begin{cases} E_{PGA}^{\tau} = 0; \\ \Sigma F < 0, \end{cases} \end{cases} \quad (6)$$

где  $E_{PGA}^{\tau}$  и  $E_{PGA}^{\tau+1}$  – гидравлическая энергия, накопленная в пневмогидравлическом аккумуляторе на текущем  $\tau$  и следующем  $\tau + 1$  шагах интегрирования;  $\Sigma F = F_{rec.mov.} + mg \sin \alpha$  – сумма сил, противодействующих силе тяги;  $k$  – коэффициент пропорциональности;  $\Delta t$  – шаг интегрирования от времени;  $V_{hyd.mot.}$  – суммарный рабочий объем гидромоторов колес лесовозного автомобиля;  $R_{wh}$  – радиус колес лесовозного автомобиля;  $\eta_{ch.dv.}$  и  $\eta_{dich.dv.}$  – коэффициенты полезного действия системы рекуперации энергии торможения в режимах зарядки и разрядки пневмогидравлического аккумулятора;  $E_{PGAm}$  – максимальный объем пневмогидравлического аккумулятора.

В данной математической модели положение лесовозного автомобиля задается одной координатой  $x$ . Для описания неровностей опорной поверхности нет необходимости вводить дополнительную координату  $y$ , рациональнее при описании движения лесовозного автомобиля в вертикальной плоскости учитывать две поправки. Первая поправка, вводимая на наклон опорной поверхности дает возможность рассчитать проекцию силы тяжести  $G_{\tau}$  на текущее направление движения лесовозного автомобиля. Данное направление является касательной к функции рельефа опорной поверхности  $y(x)$  в текущем месте расположения лесовозного автомобиля. Поэтому, к сумме сил, влияющих на лесовозный автомобиль в направлении  $x$  добавляется сила  $G_{\tau}$ :

$$G_{\tau} = m g \sin \alpha(x), \quad (7)$$

где  $m$  – масса лесовозного автомобиля с лесоматериалами;  $g$  – ускорение свободного падения;  $\alpha$  – угол наклона поверхности в данной точке  $x$ .

Вторая поправка применяется для корректировки скорости и ускорения от касательного направления  $\tau$  к гори-

зонтальному  $x$ . Корректировка выполняется на основе проецирования с коэффициентом  $\cos \alpha(x)$ :

$$v_x = v_m \cos \alpha(x); a_x = a_m \cos \alpha(x), \quad (8)$$

где  $v_x, a_x$  – скорость лесовозного автомобиля и его ускорение в горизонтальном направлении  $x$ ;  $v_m, a_m$  – скорость лесовозного автомобиля и его ускорение в наклонном на угол  $\alpha$  в данной точке  $x$  мгновенном направлении движения  $\tau$ .

Зная функцию рельефа опорной поверхности  $y(x)$  угол наклона  $\alpha$  опорной поверхности в точке  $x$  находится по формуле:

$$\alpha(x) = \arctg \frac{dy(x)}{dx}. \quad (9)$$

Аналитическое представление реальных опорных поверхностей описывается следующей формулой:

$$y(x) = \sum_{i=1}^{N_b} H_i \exp\left(-\frac{(x-x_i)^2}{2\sigma_i^2}\right), \quad (10)$$

где  $N_b$  – общее количество неровностей гауссовой формы на контрольном участке заданной длины  $L_c$ ;  $H_i$  – значение высоты  $i$ -й неровности;  $x_i$  – координата центра  $i$ -й неровности;  $\sigma_i$  – длина  $i$ -й неровности.

Функции распределения случайных геометрических параметров неровностей и их линейная плотность  $\lambda = N_b / L_c$  задаются для исследуемых опорных поверхностей на основании статистических данных.

Основные показатели эффективности системы рекуперации энергии торможения, включающие в себя среднее время зарядки  $t_{ch.av}$  и разрядки  $t_{dich.av}$  пневмогидравлического аккумулятора и коэффициент топливной экономичности  $k_{f.eff}$  лесовозного автомобиля определяется следующим образом:

$$t_{ch.av} = \frac{1}{N_{ch.av}} \sum_{i=1}^{N_{ch.av}} (t_i^{E_{PGA}=E_{PGAm}} - t_i^{E_{PGA}=0}); \quad (11)$$

$$t_{dich.av} = \frac{1}{N_{dich.av}} \sum_{i=1}^{N_{dich.av}} (t_i^{E_{PGA}=0} - t_i^{E_{PGA}=E_{PGAm}}); \quad (12)$$

$$k_{f.eff} = \frac{\sum_{\tau=1}^{\tau_m} \begin{cases} 1, \Sigma F^{\tau} < 0; \\ E_{PGA}^{\tau} > 0; \\ \Sigma F^{\tau} > 0; \\ E_{PGA}^{\tau} < 0; \end{cases}}{\sum_{\tau=1}^{\tau_m} \begin{cases} 1, \Sigma F^{\tau} < 0 \\ 0, \Sigma F^{\tau} \geq 0; \end{cases}}, \quad (13)$$

где  $N_{ch.av}$  и  $N_{dich.av}$  – количество полных циклов зарядки и разрядки пневмогидравлического аккумулятора за время компьютерного эксперимента;  $i$  – номер процесса полной зарядки или разрядки пневмогидравлического аккумулятора;  $\tau$  – номер шага интегрирования;  $\tau_m$  – общее количество шагов интегрирования.

Для реализации представленной математической модели разработана на языке Object Pascal в среде программирования Delphi 7 компьютерная программа, позволяющая исследовать влияние основных параметров системы рекуперации энергии торможения и опорной поверхности на показатели ее эффективности [20].

С целью изучения эффективности функционирования системы рекуперации энергии торможения в гидромоторах колес лесовозного автомобиля при его движении по синусоидальной и случайно неровной поверхности выполнены с помощью разработанной компьютерной про-

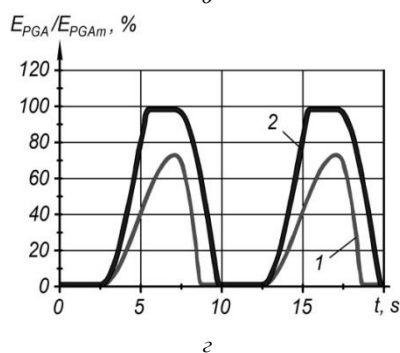
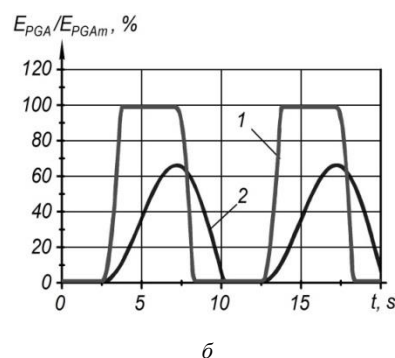
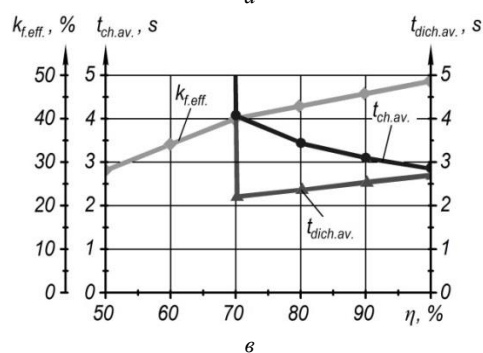
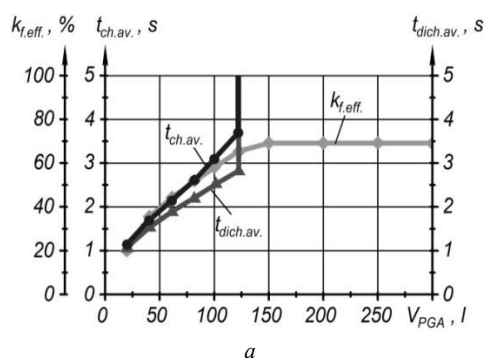
граммы четыре серии экспериментов. При выполнении базового компьютерного эксперимента период синусоиды синусоидальной опорной поверхности составлял 100 м, амплитуда варьирования высотой неровностей опорной поверхности – 10 м, протяженность участка опорной поверхности по которому перемещался лесовозный автомобиль – 2,5 м. Для установления зависимостей влияния объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора на показатели эффективности функционирования системы рекуперации энергии торможения проведена серия экспериментов, в которой с шагом 20 от 20 до 300 литров изменяли объем  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора. Для исследования влияния коэффициента полезного действия  $\eta$  на показатели эффективности системы рекуперации энергии торможения выполнена серия экспериментов, в которых с шагом 10 от 50 до 100 % проводили изменение значения коэффициента полезного действия  $\eta$  в процессах зарядки и разрядки пневмогидравлического аккумулятора.

В процессе компьютерных экспериментов движения лесовозного автомобиля по опорной поверхности со случайным рельефом, длина контрольного участка случайно-неровной поверхности принималась 2,5 км, сила тяги лесовозного автомобиля, требуемая для поддержания одинаковой скорости 10 м/с изменялась по случайному закону в зависимости от рельефа опорной поверхности. Для исследования влияния суммарного объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора на средние значения времени заряд-

ки  $t_{ch.av}$ , разрядки  $t_{dich.av}$  и коэффициент топливной экономичности  $k_{f,eff}$  при движении лесовозного автомобиля в процессе вывозки лесоматериалов по случайному рельефу провели серию компьютерных экспериментов, в которых с шагом 20 изменяли от 20 до 300 л объем  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора. Для установления зависимостей влияния средней длины препятствий  $b_{av}$  на средние значения времени зарядки  $t_{ch.av}$ , разрядки  $t_{dich.av}$  и коэффициент топливной экономичности  $k_{f,eff}$  выполнили серию компьютерных экспериментов, в которых с шагом 15 изменяли от 15 до 120 м среднюю длину препятствий  $b_{av}$ .

## РЕЗУЛЬТАТЫ

Получены зависимости влияния суммарного объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора на среднее время зарядки  $t_{ch.av}$ , разрядки  $t_{dich.av}$ , коэффициента топливной экономичности  $k_{f,eff}$  при движении лесовозного автомобиля в процессе вывозки лесоматериалов по сигмоидальному рельефу “рис. 2, а”. Выявлено, что время зарядки  $t_{ch.av}$  и разрядки  $t_{dich.av}$  пневмогидравлического аккумулятора линейно возрастает с повышением его объема  $V_{PGA}$ . Определено, что при изменении объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора от 120 л и более он не успевает полностью, зарядиться и разрядиться, при этом время зарядки  $t_{ch.av}$  и разрядки  $t_{dich.av}$  стремится к бесконечности. Коэффициент топливной экономичности  $k_{f,eff}$  повышается



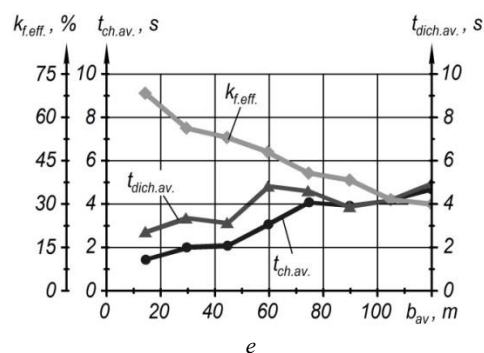
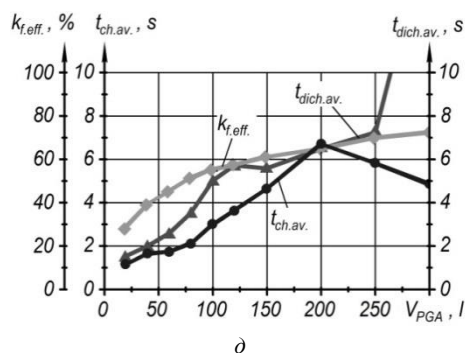


Рис. 2. Зависимости влияния основных параметров системы рекуперации энергии торможения на показатели ее эффективности

с возрастанием объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора по экспоненциальному закону. Обнаружено, что при объеме  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора от 150 л и более коэффициент топливной экономичности  $k_{f,eff}$  не изменяется и составляет 55 %. Выявлены зависимости накопленной гидравлической энергии  $E_{PGA}$  в пневмогидравлическом аккумуляторе от времени  $t$  при объемах  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора 20 л “рис. 2, б, кривая 1” и 200 л “рис. 2, б, кривая 2”. Зависимости показывают, что при увеличении объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора с 20 л до 200 л наблюдается снижение количества накапливаемой гидравлической энергии  $E_{PGA}$  со 100 до 70 %.

Выявлено, что при заданной форме рельефа опорной поверхности коэффициент полезного действия  $\eta$  системы рекуперации энергии торможения ниже 70 % “рис. 2, в”, что приводит к неполной зарядке пневмогидравлического аккумулятора. Это видно по вертикальным формам участков на полученных зависимостях влияния коэффициента полезного действия  $\eta$  на время зарядки  $t_{ch,av}$  и разрядки  $t_{dich,av}$  пневмогидравлического аккумулятора. Повышая коэффициент полезного действия  $\eta$  с 70 % до 100 % наблюдается значительное снижение времени зарядки  $t_{ch,av}$  пневмогидравлического аккумулятора и увеличение времени разрядки  $t_{dich,av}$ . Достижение одинаковых значений времени зарядки  $t_{ch,av}$  и разрядки  $t_{dich,av}$  пневмогидравлического аккумулятора наблюдается при коэффициенте полезного действия  $\eta$  системы рекуперации энергии торможения равном 100 %. Также обнаружено повышение коэффициента топливной экономичности  $k_{f,eff}$  лесовозного автомобиля с ростом коэффициента полезного действия  $\eta$  системы рекуперации энергии торможения. Установлены зависимости влияния времени  $t$  на количество накопленной энергии  $E_{PGA}$  в пневмогидравлическом аккумуляторе при значениях коэффициента полезного действия  $\eta$  равном 50 % “рис. 2, г, кривая 1” и 100 % “рис. 2, г, кривая 2”, которые показывают, что снижение коэффициента полезного действия  $\eta$  способствует уменьшению количества накопленной энергии  $E_{PGA}$  в пневмогидравлическом аккумуляторе.

Установлено, что время зарядки  $t_{ch,av}$  пневмогидравлического аккумулятора увеличивается по линейному закону, при повышении объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора до 200 л,  $t_{ch,av}$  возрастает до 7 с, затем снижается “рис. 2, д”. Время разрядки  $t_{dich,av}$  пневмогидравлического аккумулятора значительно увеличивается при объеме  $V_{PGA}$  250 л и более. Также с повышением объема  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора происходит возрастание по закону, близкому к убывающе-экспоненциальному коэффициента топливной экономич-

ности  $k_{f,eff}$ . Обнаружено, что чем меньше значения длин неровности  $b_{av}$  опорной поверхности, тем выше коэффициент топливной экономичности  $k_{f,eff}$  “рис. 2, е”, меньше время зарядки  $t_{ch,av}$  и разрядки  $t_{dich,av}$  пневмогидравлического аккумулятора.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, разработанные математическая модель функционирования рекуперативной системы энергии торможения лесовозного автомобиля, и на его основе компьютерная программа, позволяют заключить, что: оптимальный объем  $V_{PGA}$  пневмогидравлического аккумулятора при движении лесовозного автомобиля по периодическим неровностям, а также по случайному рельефу составляет 120 л; для увеличения коэффициента топливной экономичности  $k_{f,eff}$ , коэффициент полезного действия  $\eta$  системы рекуперации энергии торможения не должен быть ниже 70 % при зарядке и разрядке пневмогидравлического аккумулятора; описываемая система рекуперации энергии торможения позволяет сэкономить в зависимости от параметров рельефа опорной поверхности от 30 до 50 % топлива.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Никонов В. О. Состояние проблемы и обзор конструкций транспортных средств с системами рекуперации энергии торможения / В. О. Никонов, В. И. Посметьев, М. А. Латышева // Воронежский научно-технический вестник. – 2018. – Т. 2, № 2 (24). – С. 4-19.
2. Ricardo Chicurel A compromise solution for energy recovery in vehicle braking / Ricardo Chicurel // Energy, Volume 24, Issue 12, January 1999, pp. 1029-1034. DOI : 10.1016/S0360-5442(99)00054-7.
3. Wei Yu, Ruochen Wang, Runze Zhou A comparative research on the energy recovery potential of different vehicle energy regeneration technologies / Wei Yu, Ruochen Wang, Runze Zhou // Energy Procedia, Volume 158, February 2019, pp. 2543-2548. DOI : 10.1016/j.egypro.2019.02.001.
4. Boyi Xiao, Huazhong Lu, Hailin Wang, Jiageng Ruan, Nong Zhang Enhanced regenerative braking strategies for electric vehicles : dynamic performance and potential analysis / Boyi Xiao, Huazhong Lu, Hailin Wang, Jiageng Ruan, Nong Zhang // Energies 2017, 10, 1875. – 19 p. DOI : 10.3390/en10111875.
5. Di Zhao, Liang Chu, Nan Xu, Chengwei Sun, Yanwu Xu Development of a cooperative braking system for front-wheel drive electric vehicles / Di Zhao, Liang Chu, Nan Xu, Chengwei Sun, Yanwu Xu // Energies 2018, 11, 378 – 24 p. DOI : 10.3390/en11020378.

6. Ryszard Dindorf, Piotr Wos Development of energy efficient hydrostatic drives with energy recovery / Ryszard Dindorf, Piotr Wos // *Mechanik NR*, 8-9/2017. – 8 p. DOI : 10.17814/mechanic.2017.8-9.114.

7. L. Pugi, M. Pagliali, A. Nocentini, G. Lutzemberger, A. Pretto Design of a hydraulic servo-actuation fed by a regenerative braking system / L. Pugi, M. Pagliali, A. Nocentini, G. Lutzemberger, A. Pretto // *Applied Energy* 187 (2017), pp. 96-115. DOI : 10.1016/j.apenergy.2016.11.047.

8. ER. Amitesh Kumar Hydraulic regenerative braking system / ER. Amitesh Kumar // *International Journal of Scientific Engineering Research*, Volume 3, Issue 4, April-2012. – 12 p. ISSN 2229-5518.

9. Wei Wu, Hui Liu, Junjie Zhou, Jibin Hu, Shihua Yuan Energy efficiency of hydraulic regenerative braking for an automobile hydraulic hybrid propulsion method / Wei Wu, Hui Liu, Junjie Zhou, Jibin Hu, Shihua Yuan // *International Journal of Green Energy*, Volume 16, 2019, Issue 13, 1946-1953 pp. DOI : 10.1080/15435075.2019.1653875.

10. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. Investigation of the energy-saving hydraulic drive of a multifunctional automobile with a subsystem of accumulation of compressed air energy / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, ISPC1ET'2018, № 441 (2018) 012041 – Pp. 1-7. doi : 10.1088/1757-899X/441/1/012041.

11. Posmetev V. I., Nikonov V. O., Posmetev V. V. Imitating modeling results of a recuperative hydraulic subsystem of the timber truck manipulator / V. I. Posmetev, V. O. Nikonov, V. V. Posmetev // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 392 (2019) 012038, *Forestry* 2019 – Pp. 1-8. doi : 10.1088/1755-1315/392/1/012038.

12. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V. Mathematical model of hydromanipulator of forest vehicle with recuperative hydraulic drive / V. O. Nikonov, V. I. Posmetev, V. V. Posmetev // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science* 392 (2019) 012039, *Forestry* 2019 – Pp. 1-8. doi : 10.1088/1755-1315/392/1/012039.

13. Nikonov V. O., Posmetev V. I., Posmetev V. V. The results of simulation modeling of the operation of the regenera-

tive fifth wheel hitch of a timber trailer / V. O. Nikonov, V. I. Posmetev, V. V. Posmetev // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* 656 (2019) 012039, – Pp. 1-8. doi : 10.1088/1757-899X/656/1/012039.

14. Посметьев В. И. Результаты компьютерного моделирования рекуперативного тягово-сцепного устройства лесовозного автомобиля с прицепом / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев // *Лесной журнал*. – 2019, № 4. – С. 108-123.

15. Никонов В. О. Оценка эффективности гидравлической системы рекуперации энергии торможения лесовозного автопоезда / В. О. Никонов // *Энергоэффективность и энергосбережение в современном производстве и обществе : материалы международной научно-практической конференции*. – Ч.I. – Воронеж : ФГБОУ ВО «Воронежский государственный аграрный университет имени императора Петра I», 2018. – С. 210-215.

16. Адлер Ю. П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий / Ю. П. Адлер, Е. В. Маркова, Ю. В. Грановский // М. : Наука, 1976. – 279 с.

17. Грановский В. А. Методы обработки экспериментальных данных при измерениях / В. А. Грановский, Т. Н. Сирая // Л. : Энергоатомиздат. Ленингр. отд-ние, 1990. – 288 с.

18. Инженерные расчеты на ЭВМ : Справочное пособие / Под ред. В. А. Троицкого. – Л. : Машиностроение, 1979. – 288 с.

19. Кузьмичев Д. А. Автоматизация экспериментальных исследований : учеб. пособие / Д. А. Кузьмичев, И. А. Радкевич – М. : Наука. Главн. ред. физико-мат. литер., 1983. – 392 с.

20. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ. Программа для моделирования движения лесовозного автомобиля с накопителями энергии в гидромоторах колес [Текст] / В. И. Посметьев, В. О. Никонов, В. В. Посметьев; правообладатель Воронежский государственный лесотехнический университет им. Г. Ф. Морозова. – № 2019611251 ; заявл. 10.01.19 ; зарегистрировано в Реестре программ для ЭВМ 23.01.2019.

## Results of Computer Simulation of a Braking Vehicle Energy Recovery System

Posmetev V.I., Nikonov V.O., Posmetev V.V.  
Voronezh State University of Forestry and Technologies named after G.F. Morozov  
Voronezh, Russia  
8888nike8888@mail.ru

**Abstract.** The relevance of increasing the efficiency of the operation of a timber truck by using the hydraulic drive of a wheel hydromotor for accumulating hydraulic energy during braking in a pneumohydraulic accumulator and its further use for accelerating a timber truck and loading unloading assortments is substantiated. A mathematical model of the braking energy recovery system of a timber truck is presented, supplemented by a model of an uneven supporting surface, in which the accumulation and release of hydraulic energy of the working fluid is calculated. A computer program has been developed to study the performance indicators of the energy recovery system during braking of a forest car with energy storage in wheel motors. A series of com-

puter experiments on the movement of a forest car on a given surface were carried out in order to study the influence of the volume of a pneumohydraulic accumulator, the efficiency of the recovery system in charging and discharging modes, the average length of obstacles on average values of charging time, discharge of a pneumohydraulic accumulator, and also on fuel economy. The time dependences of the accumulated hydraulic energy in the pneumohydraulic accumulator are obtained for various values of its volumes and the efficiency of the recovery system.

**Keywords:** forest car, recovery, braking energy, pneumohydraulic accumulator, efficiency, fuel efficiency.

# Моделирование изменения показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса

Лагерев А.В., Лагерев И.А.  
Брянский государственный университет имени  
академика И.Г. Петровского  
Брянск, Россия  
avl-bstu@yandex.ru, lagerev-bgu@yandex.ru

Таричко В.И.  
Брянский автомобильный завод  
Брянск, Россия  
32.6909@mail.ru

**Аннотация.** В статье представлен метод компьютерного моделирования протекания во времени процесса изменения показателей надежности ключевого узла мобильного канатного комплекса - механизма движения канатной системы. Метод базируется на разработанной вероятностной математической модели. Она позволяет прогнозировать кинетику показателей надежности как механизма движения в целом, так и его отдельных конструктивных элементов с учетом сроков и объемов проведения ремонтно-восстановительных работ, а также проводить имитационное моделирование эксплуатационной стадии жизненного цикла данного механизма. Расчет вероятности безотказной работы механизма движения и его отдельных элементов в произвольный момент времени основан на решении системы линейных дифференциальных уравнений Колмогорова-Чепмена, которая периодически перестраивается в моменты времени проведения плановых ремонтов мобильного канатного комплекса. Представлены результаты тестового примера расчета применительно к проектируемому мобильному канатному комплексу.

**Ключевые слова:** мобильный канатный комплекс, кинетика надежности, канатная система, механизм движения, моделирование.

## ВВЕДЕНИЕ

Подвесные канатные дороги как системы надземного транспорта нашли широкое применение во многих странах мира в качестве непрерывного транспорта для организации грузовых и пассажирских перевозок [1-3]. В настоящее время они являются важным элементом современной инфраструктуры, обеспечивающей эффективное использование широкого круга интеллектуальных внеуличных транспортно-логистических технологий в условиях сильно урбанизированной среды крупных городов и мегаполисов [4].

Большинство эксплуатирующихся канатных дорог относятся к стационарным канатным дорогам, ориентированным на длительное использование в пределах места их установки. Возможное перебазирование, например, грузовых подвесных дорог является достаточно редким явлением в течение их проектного срока эксплуатации. Однако известны конструкции мобильных канатных дорог, предназначенных для частого перебазирования вследствие технологических особенностей обслуживающихся ими производственных процессов. Среди таких мобильных конструкций имеются технические устройства, которые

уже реализованы на практике и показали свою эффективность в процессе многолетней эксплуатации [5, 6]. Еще большее число мобильных конструкций канатных дорог пока известны лишь в качестве технических предложений и патентов [3, 4].

Перспективной разновидностью мобильных канатных дорог являются мобильные канатные комплексы [7]. Их оборудование размещено на базовых шасси (как правило, на колесных или гусеничных машинах высокой грузоподъемности) и поэтому они могут использоваться для быстрого создания переправ через водные преграды, овраги, ущелья, болотистую местность. На рис. 1 показана модель мобильного комплекса на базе колесного шасси. Конструкция мобильных канатных комплексов не предусматривает установку промежуточных опор и включает только конечные опоры, совмещенные с механизмами движения и натяжения канатной системы. Мобильные канатные дороги и комплексы предназначены для применения в тех местах или в тех условиях, когда невозможно или не целесообразно создание капитальных сооружений (мостов, эстакад, туннелей, насыпей и т.п.), например, при выполнении строительно-монтажных или ремонтных работ автономных объектов [3], при ликвидации последствий стихийных бедствий природного или техногенного характера [8], при производстве лесохозяйственных работ в горной или труднодоступной местности [5, 6, 9], при проведении сельскохозяйственных работ в сложных природных условиях [10], при проведении погрузочно-



Рис. 1. Модель мобильного канатного комплекса (масштаб 1:72)

разгрузочных операций на водоплавающих средствах [11].

#### ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

Научные исследования подвесных канатных дорог являются комплексной проблемой, так как они имеют несколько важных аспектов – технический, экономический, социальный, юридический. Большинство известных исследований были посвящены инженерным проблемам проектирования и расчета основных конструктивных элементов канатных дорог, например, анализу динамики и прочности несущих канатов [12, 13]. Следует отметить, что эксплуатационные нагрузки, действующие на несущие элементы канатной системы и металлоконструкции подвесных канатных дорог, имеют выраженный случайный и нестационарный характер. Основная причина – воздействие стохастической ветровой нагрузки [14, 15]. Кроме того, например, в [16] были рассмотрены вопросы социального и экономического влияния строительства канатных дорог на развитие прилегающих территорий, в [17, 18] – вопросы экономического обоснования и оптимизации стоимости строительства канатных дорог, в [19] – вопросы юридического оформления права собственности на воздушное пространство и землю для канатных дорог.

Важное значение при проектировании и эксплуатации мобильных канатных дорог и комплексов имеет проблема обеспечения безопасной транспортировки людей и грузов. Прогнозирование и анализ риска возникновения аварийных ситуаций при эксплуатации основных узлов или канатных дорог в целом, как правило, основаны на применении хорошо известного в технике метода построения деревьев отказов [3, 20]. Основная проблема успешного применения этого метода заключается в том, что количественные расчеты вероятностей наступления отказов технических систем канатных дорог и комплексов требуют знания вероятностей индивидуальных отказов всех конструктивных элементов этих систем. Такая информация крайне ограничена, так как она находится путем статистической обработки имеющихся данных о произошедших отказах и не учитывает продолжительность эксплуатации до отказа. Как следствие, необходимые для прогнозирования риска возникновения аварийных ситуаций данные о вероятности безотказной работы конструктивных элементов носят усредненный характер и не отражают в полной мере индивидуальные особенности конструкции, режимов и продолжительности работы канатных дорог и комплексов, а также эффективность проводимых ремонтных мероприятий.

С целью повышения достоверности исходных данных, которые необходимы для проведения анализа риска эксплуатации мобильных канатных дорог и комплексов, в рамках данного исследования был разработан метод компьютерного моделирования протекания во времени процесса изменения показателей надежности ключевого узла – механизма движения канатной системы.

#### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Механизм движения канатной системы мобильного канатного комплекса состоит из значительного числа элементов, которые являются потенциально опасными с точки зрения возможности их отказа в процессе эксплуатации. По назначению и размещению в конструкции их они

относятся к одной из трех систем: механической, гидравлической и электрической. Общее число потенциально опасных элементов в каждой из них составляет  $n_m$ ,  $n_h$  и  $n_e$  соответственно.

В процессе эксплуатации в произвольный момент времени механизм может находиться в одном из следующих возможных состояний:

- одном работоспособном состоянии  $S_0$  (оно характеризуется нахождением всех потенциально опасных элементов в работоспособном состоянии и соответствием свойств рабочей жидкости требованиям эксплуатационной документации);

- одном из нескольких неработоспособных состояний  $S_1, S_2, \dots, S_m, \dots, S_M$  (каждое состояние характеризуется нахождением одного соответствующего  $m$ -го элемента в неработоспособном состоянии при работоспособном состоянии всех остальных элементов).

Таким образом, общее число возможных состояний механизма составляет

$$M = n_m + n_h + n_e + 2. \quad (1)$$

Вероятность наступления последующего отказа произвольного  $q$ -го элемента до момента восстановления произошедшего отказа  $m$ -го элемента является пренебрежимо малой величиной. Поэтому граф возможных состояний и связывающих их переходов при эксплуатации периодически ремонтируемого механизма движения канатной системы будет выглядеть так, как показано на рис. 2. Количественной характеристикой перехода механизма из работоспособного состояния  $S_0$  в неработоспособное  $S_m$ , вызванного отказом  $m$ -го элемента, является интенсивность отказов  $\lambda_m$  этого элемента. Количественной характеристикой обратного перехода из неработоспособного состояния  $S_m$  в работоспособное  $S_0$ , вызванного восстановлением или заменой ранее отказавшего  $m$ -го элемента, является интенсивность восстановления  $\mu_m$  этого элемента.

Вероятности нахождения механизма движения в произвольный момент времени эксплуатации во всех возможных состояниях  $S_0, S_1, \dots, S_m, \dots, S_M$  могут быть определены с помощью системы уравнений Колмогорова-Чепмена [21]. Она является системой обыкновенных дифференциальных уравнений I порядка. Для графа на рис. 2 эта система выражается следующим образом:

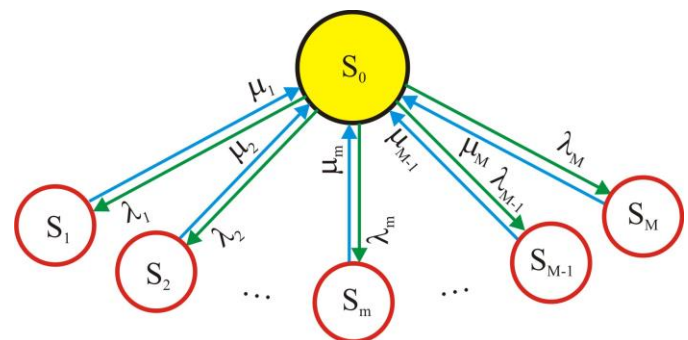


Рис. 2. Граф возможных состояний и переходов



$$\begin{pmatrix} \frac{dP_0}{d\tau} \\ \frac{dP_1}{d\tau} \\ \frac{dP_2}{d\tau} \\ \dots \\ \frac{dP_m}{d\tau} \\ \dots \\ \frac{dP_{M-1}}{d\tau} \\ \frac{dP_M}{d\tau} \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} -\sum_{m=1}^M \lambda_m & \mu_1 & \mu_2 & \dots & \mu_m & \dots & \mu_{M-1} & \mu_M \\ \lambda_1 & -\mu_1 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \lambda_2 & 0 & -\mu_2 & \dots & 0 & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_m & 0 & 0 & \dots & -\mu_m & \dots & 0 & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ \lambda_{M-1} & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & -\mu_{M-1} & 0 \\ \lambda_M & 0 & 0 & \dots & 0 & \dots & 0 & -\mu_M \end{bmatrix} \begin{pmatrix} P_0 \\ P_1 \\ P_2 \\ \dots \\ P_m \\ \dots \\ P_{M-1} \\ P_M \end{pmatrix}, \quad (2)$$

где  $P_0, P_1, \dots, P_m, \dots, P_M$  - вероятности нахождения механизма в соответствующих возможных состояниях;  $\lambda_m$  - интенсивность отказов  $m$ -го элемента;  $\mu_m$  - интенсивность восстановления  $m$ -го элемента.

Для решения системы дифференциальных уравнений (2) необходимо задать начальные условия. Они включают множество значений вероятностей  $P_m$  в момент ввода механизма движения в эксплуатацию (при  $\tau = \tau_0 = 0$ ). Вектор начальных условий имеет вид

$$\begin{pmatrix} P_0(\tau = \tau_0) \\ P_1(\tau = \tau_0) \\ \dots \\ P_m(\tau = \tau_0) \\ \dots \\ P_{M-1}(\tau = \tau_0) \\ P_M(\tau = \tau_0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3)$$

Система уравнений (2) позволяет прогнозировать процесс изменения во времени вероятности безотказной работы механизма движения канатной системы, так как

$$P_{Mech}(\tau) = P_0(\tau). \quad (4)$$

Сумма всех остальных вероятностей  $P_1, \dots, P_m, \dots, P_M$  выражает вероятность нахождения механизма движения в неработоспособном состоянии  $Q_{Mech}(\tau)$ :

$$Q_{Mech}(\tau) = 1 - P_{Mech}(\tau) = \sum_{m=1}^{m=M} P_m(\tau). \quad (5)$$

Отношение  $P_m(\tau)/Q_{Mech}(\tau)$  можно рассматривать как относительный индивидуальный вклад отказа  $m$ -го элемента в снижение общего уровня надежности механизма движения в произвольный момент времени  $\tau$ .

Решение системы (2) при начальном условии (3) адекватно характеризует изменение во времени показателей надежности до момента первого ремонта или технического обслуживания  $\tau_{r,1}$  (рис. 3). В момент времени  $\tau_{r,1}$  производится восстановление или замена одного или нескольких элементов. Поэтому вероятности их нахождения в неработоспособном состоянии скачкообразно уменьшаются от значения  $P_m(\tau_{r,1}-0) = P_m(\tau_{r,1})$  до значения  $P_m(\tau_{r,1}+0) = 0$ . Вероятность нахождения механизма движения в работоспособном состоянии скачкообразно увеличивается с  $P_0(\tau_{r,1}-0) = P_0(\tau_{r,1})$  на величину суммы вероятностей  $P_m(\tau_{r,1})$  восстановленных элементов. Поэтому с момента времени  $\tau_{r,1}$  интегрирование системы диффе-

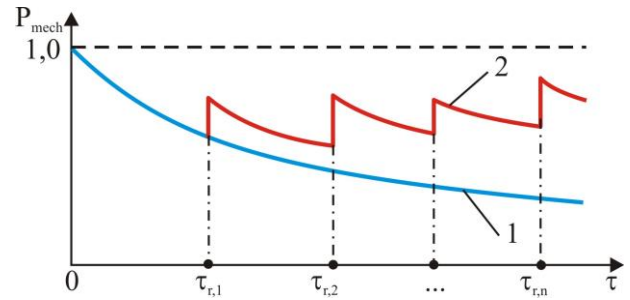


Рис. 3. Кинетика вероятности безотказной работы механизма движения: 1 – без проведения ремонтов; 2 – с проведением ремонтов

ренциальных уравнений (2) должно осуществляться при новом векторе начальных условий:

$$\begin{pmatrix} P_0(\tau_{r,1}+0) \\ P_1(\tau_{r,1}+0) \\ \dots \\ P_m(\tau_{r,1}+0) \\ \dots \\ P_M(\tau_{r,1}+0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_0(\tau_{r,1}) + \sum_{i=1}^{i=m_{r,1}} P_i(\tau_{r,1}) \\ P_1(\tau_{r,1}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_M(\tau_{r,1}) \end{pmatrix}, \quad (6)$$

где  $m_{r,1}$  - число элементов механизма движения, которые были планово восстановлены в момент времени эксплуатации мобильного канатного комплекса  $\tau_{r,1}$ .

Аналогично изменяется вектор начальных условий (6) для других моментов времени  $\tau_{r,n}$ . Таким образом, процесс прогнозирования изменения во времени показателей надежности механизма движения при проведении плановых мероприятий по восстановлению или замене элементов (кривая 2 на рис. 3) сводится к поочередному интегрированию системы уравнений (2) в пределах последовательно расположенных временных интервалов  $\tau_{r,n} \leq \tau \leq \tau_{r,n+1}$  при периодическом переформировании вектора начальных условий (6) в начальной точке каждого такого интервала  $\tau_{r,n}$ .

Несмотря на проведение плановых ремонтов и технических обслуживаний, в реальных условиях эксплуатации наблюдаются случайные отказы элементов транспортных устройств [22]. Они требуют проведения внепланового восстановления или замены отказавших элементов во время ближайших ремонтов или технических обслуживаний гидропривода  $\tau_{r,n}$  (рис. 3). Это обстоятельство искажает картину кинетики показателей надежности, так как требует дополнительной соответствующей корректировки векторов начальных условий для моментов времени  $\tau_{r,n}$ :

$$\begin{pmatrix} P_0(\tau_{r,n}+0) \\ P_1(\tau_{r,n}+0) \\ \dots \\ P_m(\tau_{r,n}+0) \\ \dots \\ P_M(\tau_{r,n}+0) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} P_0(\tau_{r,n}) + \sum_{i=1}^{i=m_{r,n}} P_i(\tau_{r,n}) + \sum_{j=1}^{j=n_{r,n}} P_j(\tau_{r,n}) \\ P_1(\tau_{r,n}) \\ \dots \\ 0 \\ \dots \\ P_M(\tau_{r,n}) \end{pmatrix}, \quad (7)$$

где  $n_{r,n}$  - число случайно отказавших на временном интервале  $\tau_{r,n-1} \leq \tau \leq \tau_{r,n}$  элементов механизма движения, которые были восстановлены или заменены в момент времени эксплуатации  $\tau_{r,n}$ .

#### ТЕСТОВЫЙ АНАЛИЗ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Разработанная методика прогнозирования изменения во времени эксплуатации показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса была реализована в виде вычислительного комплекса «Кинетика надежности механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса». Тестовая оценка особенностей ее использования для анализа надежности и адекватность получаемых результатов были проведены применительно к конструкции механизма движения мобильного комплекса протяженностью 200 м с гидравлическим частотно-дрессельным регулированием скорости перемещения груза весом до 100 кН [23]. Наименование потенциально опасных конструктивных элементов, входящих в конструкцию рассмотренного механизма движения, и величины интенсивности отказов  $\lambda_m$  этих элементов приведены в табл. Используемые для тестового расчета данные были взяты из [24, 25].

Таблица

Состав и интенсивность отказов элементов механизма движения

Конструктивный элемент	Интенсивность отказов $10^6, \text{ч}^{-1}$
Гидравлическая система	
Гидромотор аксиально-поршневой	9,5
Насос нерегулируемый	13,5
Дроссель регулируемый	2,1
Клапан напорный	5,8
Гидрораспределитель	2,5
Фильтр сливной	0,7
Клапан обратный	5,7
Трубопроводы напорные	4,0
Трубопроводы сливные	1,8
Соединения трубопроводов	0,4
Гидробак	1,2
Механическая система	
Трансмиссия	0,2
Тормоз колодочный	1,7
Редуктор червячный	0,3
Муфты соединительные	0,8
Шкив канатной системы	0,05
Ролики отклоняющие	0,05
Подшипниковые узлы	2,0
Электрическая система	
Выключатель пакетный	0,1
Выключатель автоматический	0,15
Контроллеры	0,2
Кабели электрические	0,01
Приборы безопасности	3,0

Результаты расчета графика изменения во времени вероятности безотказной работы механизма движения  $P_{mech}(\tau)$  в течение первого ремонтного цикла мобильного канатного комплекса ( $0 < \tau < T_{rep} = 12000$  ч) приведены на рис. 4. На графиках 2 и 3, построенных путем моделирования случайного процесса повреждения-восстановления функциональных свойств механизма движения с учетом его плановых ремонтов, наблюдаются скачкообразные

изменения  $P_{mech}(\tau)$  в моменты времени, равномерно распределенные с периодом 1500 ч. Они соответствуют моментам времени восстановления элементов  $\tau_{r,i}$ , причем величина скачка

$$\Delta P_{mech}(\tau_{r,i}) = P_{mech}(\tau_{r,i} + 0) - P_{mech}(\tau_{r,i} - 0) \quad (8)$$

определяется объемом ремонта - количеством и перечнем восстанавливаемых элементов.

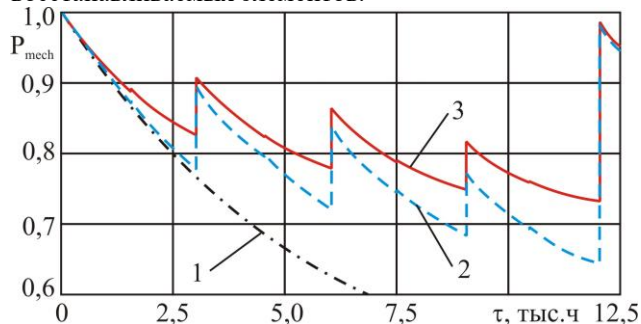


Рис. 4. Изменение во времени вероятности безотказной работы механизма движения: 1 – без проведения ремонтов; 2 – восстановление по факту отказа; 3 – восстановление по требованию ремонтной документации

Наибольшее значение  $\Delta P_{mech}(\tau_{r,i})$  характерно для момента проведения капитального ремонта, так как он предусматривает максимальный объем восстановительных работ. Однако капитальный ремонт не позволяет достичь исходного значения вероятности безотказной работы механизма движения  $P_{mech} = 1$ , так как при капитальном ремонте можно не проводить восстановительные работы для ряда конструктивных элементов, имеющих малую величину интенсивности отказов (например, трансмиссии, редуктора, электрической кабелей, выключателей и др.).

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный метод компьютерного моделирования протекания во времени процесса изменения показателей надежности механизма движения канатной системы мобильного канатного комплекса целесообразно использовать при планировании ремонтных работ таких механизмов для оперативной оценки их технической эффективности и обеспечения требуемых показателей надежности. Метод обладает рядом достоинств:

- 1) позволяет прогнозировать изменение во времени показателей надежности как механизма движения в целом, так и его отдельных конструктивных элементов с учетом сроков и объемов проведения ремонтных работ;
- 2) позволяет проводить имитационное моделирование эксплуатационной стадии жизненного цикла механизма движения;
- 3) позволяет получить исходную информацию (вероятности безотказной работы всех потенциально опасных конструктивных элементов) для проведения анализа риска эксплуатации механизма движения с помощью метода построения дерева отказов в произвольный момент времени работы мобильного канатного комплекса.

Расширение предложенного подхода для прогнозирования изменения во времени показателей надежности,

характеризующих работоспособность всего мобильного канатного комплекса, а также планирования объемов и сроков проведения ремонтных мероприятий является перспективным направлением дальнейших исследований.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Hoffmann K. Recent Developments in Cable-Drawn Urban Transport Systems / K. Hoffmann // FME Transactions. – 2006. - Vol. 34, № 4. - P. 205-212.
2. Vuchic V.R. Urban transit systems and technology / V.R. Vuchic. – NY: John Wiley & Sons, Inc., 2007. - 602 p.
3. Короткий А.А. Развитие транспортной инфраструктуры крупных городов и территорий на основе технологии канатного метро / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, И.А. Лагерев, А.В. Панфилов. - Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2017. – 344 с.
4. Короткий А.А. Транспортно-логистические технологии и машины для цифровой урбанизированной среды / А.А. Короткий, А.В. Лагерев, Б.Ч. Месхи, И.А. Лагерев, А.В. Панфилов, В.И. Таричко. Ростов-на-Дону: ДГТУ, 2019. – 268 с.
5. Мехренцев А.В. Канатные трелевочные установки / А.В. Мехренцев, Э.Ф. Герц, Я. Мартинек, Л. Новак. - Екатеринбург, Брно: УГЛТУ, 2012. 19 с.
6. Fragassa C. Using a Total Quality Strategy in a new Practical Approach for Improving the Product Reliability in Automotive Industry / C. Fragassa, A. Pavlovic, S. Massimo // International Journal for Quality Research. – 2014. - Vol. 8, №3. – P. 297–310.
7. Таричко В.И. Комплексная математическая модель мобильного транспортно-перегрузочного канатного комплекса / В.И. Таричко, А.В. Химич // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - №4. – С. 523-532.
8. Макурин А.Н. К вопросу об использовании мобильных воздушных канатных дорог для аварийно-спасательных работ / А.Н. Макурин, В.П. Обрядин // Научные и образовательные проблемы гражданской защиты. - 2015. - № 4. - С. 73-77.
9. Beňo P. The Analysis of the New Conception Transportation Cableway System Based on the Tractor Equipment / P. Beňo, J. Krilek, J. Kováč, D. Kozak, C. Fragassa // FME Transactions. – 2018. – Vol. 46. – P. 17-22.
10. Krishnapillai Sh. A Simple Portable Cable Way for Agricultural Resource Collection / Sh. Krishnapillai // European Journal of Sustainable Development. – 2012. - Vol.1, № 2. - P. 353-360.
11. Иванова М.А. Многофункциональный судовый кран / М.А. Иванова // Морской вестник. - 2007. - №3. - С. 62-65.
12. Koller R.E. Scheme of the Failure Analysis Taking the Example of Profile Wire Breaks in the Support Cable of a Cable Car System / R.E. Koller, G. Piskoty, M. Zraggen // Praktische Metallographie. – 2016. - Vol. 53, № 12. - P. 798-810.
13. Qin J. Dynamic analysis of suspension cable based on vector form intrinsic finite element method / J. Qin, L. Qiao, J.

Wan, M. Jiang, Y. Xia // Int. Conference on Structural, Mechanical and Materials Engineering (IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 248). (Seoul, 13-15 July 2017). – Seoul, 2017. - 012025.

14. Gorynin A.D. Dynamic loads during failure risk assessment of bridge crane structures / A.D. Gorynin, V.Yu. Antsev, A.N. Shaforost // 11th Int. Conference on Mechanical Engineering, Automation and Control Systems (IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering, Vol. 327). (Tomsk, 4-6 December 2018). – Tomsk, 2018. - 042040.
15. Lagerev I.A. Universal mathematical model of a hydraulic loader crane / I.A. Lagerev, A.V. Lagerev // Int. Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering (IOP Conference Series: Earth and Environmental Science, Vol. 194). (Saint-Petersburg, 12–13 April 2018). - Saint-Petersburg, 2018. – 032015.
16. Nikšić M. Geographic and Traffic Aspects of Possibilities for Implementing Ropeway Systems in Passenger Transport / M. Nikšić, S. Gašparović // Promet-Traffic & Transportation. – 2010. - Vol. 22, № 5. - P. 389-398.
17. Lagerev A.V. Design of passenger aerial ropeway for urban environment / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev // Urban Rail Transit. – 2019. - Vol. 5, № 1. - P. 17-28.
18. Lagerev A.V. Impact of design capacity on optimal parameters of freight aerial mono-cable cableways / A.V. Lagerev, I.A. Lagerev, V.I. Tarichko // Int. Conference on Innovations and Prospects of Development of Mining Machinery and Electrical Engineering (IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, Vol. 378). (Saint-Petersburg, 24-27 April 2019). Saint-Petersburg, 2019. - 012063.
19. Nordin A.S. Air rights - A study of urban ropeways from a real estate law perspective: M.S. thesis. - Stockholm, Royal Institute of Technology, 2016.
20. Težak S. Reliability analysis of operation for cableways by FTA (fault tree analysis) method / S. Težak, Z. Toš // Promet-Traffic & Transportation. – 2010. - Vol. 22, № 3. - P. 163-173.
21. Ross Sh. M. Introduction to Probability Models. NY: Academic Press, 2014. – 784 p.
22. Никитин О.Ф. Надежность, диагностика и эксплуатация гидропривода мобильных объектов / О.Ф. Никитин. – М.: МГТУ, 2007. – 312 с.
23. Лагерев А.В. Моделирование режимов работы гидроприводов с частотно-дрессельным регулированием мобильных транспортно-перегрузочных канатных комплексов / А.В. Лагерев, В.И. Таричко, И.А. Лагерев // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. – 2019. - №4. – С. 462-480.
24. Denson W. Nonelectronic Parts Reliability Data / W. Denson, G. Chandler, W. Crowell, R. Wanner. - Chicago: IIT Research Institute, 1991. - 632 p.
25. <https://areliability.com/intensivnost-otkazov-elementov-spravochnik/> (дата обращения 15.01.2020).

---

---

# Modeling Changes in the Reliability Indicators of the Movement Mechanism of the Rope System During the Operation of the Mobile Ropeway

Lagerev A.V., Lagerev I.A.

Academician I.G. Petrovskii Bryansk State University  
Bryansk, Russian Federation  
avl-bstu@yandex.ru; lagerev-bgu@yandex.ru

Tarichko V.I.

Bryansk Automobile Plant JSC  
Bryansk, Russian Federation  
32.6909@mail.ru

*Abstract.* The article presents a method of computer simulation of the course of the process of changing the reliability indicators of a key unit of a mobile ropeway - the movement mechanism of the rope system. The method is based on the developed probabilistic mathematical model. It allows predicting the kinetics of reliability indicators of both the movement mechanism as a whole and its individual structural elements, taking into account the timing and volume of repair and restoration work, as well as simulating the operational stage of the life cycle of this mechanism. The calculation of the probability of failure-free operation

of the movement mechanism and its individual elements at an arbitrary point in time is based on the solution of the Kolmogorov-Chapman linear differential equation system, which is periodically rebuilt at the time points of scheduled repairs of the mobile ropeway. The results of a test example of calculation in relation to the designed mobile ropeway are presented.

*Keywords:* mobile ropeway, kinetics of reliability, rope system, movement mechanism, modeling.

# Температурный режим работы системы выпуска автомобиля при пониженных температурах окружающего воздуха

Бояршинов М.Г., Кузнецов Н.И.

Пермский Национальный Исследовательский Политехнический Университет

Пермь, Россия

totalgame123@gmail.com

**Аннотация.** Основная причина образования конденсата в системе выпуска отработавших газов транспортных и технологических машинах – осаждение избыточной влаги, содержащейся в горячих отработавших газах, на холодных стенках выпускной системы при пониженных температурах окружающего воздуха. Выполнено экспериментальное исследование зависимостей температуры элементов системы выпуска отработавших газов транспортно-технологических машин от времени при различных отрицательных температурах окружающего воздуха во время прогрева двигателя на холостом ходу. Измерение температуры производилось с использованием специального оборудования ОВЕН МВ110-8А, ОВЕН АС4, программного обеспечения SCADA OwenProcessManager. Выявлены характерные особенности нестационарного изменения температуры элементов системы выпуска отработавших газов в условиях отрицательных значений температуры окружающей среды. Анализ экспериментальных данных показал, что полученные экспериментально зависимости температуры от времени при использовании безразмерных показателей отличаются незначительно. Это позволило построить математическую модель зависимости температуры элементов выпускной системы от времени работы двигателя для всего диапазона исследования.

**Ключевые слова:** отработавшие газы, система выпуска, температурный режим, конденсат.

## ВВЕДЕНИЕ

В условиях мегаполиса эксплуатация автомобилей характеризуется, как правило, продолжительными простоями в заторах и длительной работой двигателя на холостом ходу. При эксплуатации в холодных зимних условиях стенки системы выпуска остаются холодными, и водяные пары, движущиеся по системе выпуска вместе с горячими отработанными газами, конденсируются на холодной внутренней поверхности этой системы [1-3]. Как следствие, при длительной работе двигателя на низких оборотах наблюдается накопление конденсата в системе выпуска отработавших газов транспортно-технологических машин [4].

Частый длительный прогрев автомобиля в зимних условиях, движение в режиме коротких пробегов, последующая длительная стоянка при температуре воздуха ниже 0°C опасны тем, что в зависимости от конструктивных особенностей элементов выпускной системы возможно образование, накопление в значительных количествах и замораживание конденсата в системе выпуска отработавших газов, что приводит к образованию ледяной пробки внутри выпускной системы либо на ее выходе и, как следствие, невозможности запуска двигателя [5, 6]. Та же проблема

встречается у автономных жидкостных предпусковых подогревателей двигателя. Следствием этого является нарушение в холодное зимнее время года графиков поставок жизненно важной продукции, материалов, медикаментов, топлива, продуктов питания в отдаленные северные населенные пункты и районы, нарушается плановая доставка пассажиров к местам проживания и работы, срываются сроки строительных и ремонтно-восстановительных работ, ухудшается содержание дорог и проч.

Наличие конденсата в системе выпуска отработавших газов приводит к интенсивной коррозии деталей этой системы: труб, глушителя и резонатора. При ремонте деталей системы выпуска проводятся сварочные работы [7-10]. При перепадах температур в зимнее время из-за наличия конденсата в местах сварки образуются микротрещины, которые со временем увеличиваются в размере, в результате прогорают сварочные швы. Это приводит к повышенному шуму, высокой токсичности и увеличению объемов выхлопных газов грузовых и пассажирских транспортных средств. Как следствие, указанные проблемы в системах выпуска отработавших газов приводят к негативным последствиям для жителей городов и экологической ситуации в целом.

На сервисных предприятиях Пермского края и других регионов в осеннее-зимний период неоднократно фиксируются обращения в связи с возникновением обсуждаемой проблемы. Та же проблема существует и широко обсуждается в северных регионах Урала и Сибири.

Конденсат образуется при контакте горячих отработавших газов [11-15], движущихся в системе выпуска, со стенками этой системы, имеющими температуру, близкую к температуре окружающего воздуха. В составе отработавших газов имеется вода в парообразном состоянии, образующаяся при сгорании топлива (более 1,2 кг на 1 кг сгоревшего топлива, [16]), поступающая в двигатель с воздухом из атмосферы (до 0,05 кг на 1 кг сгоревшего топлива в зависимости от температуры окружающего воздуха [16]), а также за счет химических реакций, происходящих в каталитическом нейтрализаторе.

## МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Поскольку основной причиной образования конденсата внутри системы выпуска является разность температур отработавших газов и стенок газоотводных каналов, авто-

рами выполнен ряд экспериментов по определению температуры элементов системы выпускного тракта во время прогрева двигателя при его работе на холостом ходу [17].

Измерение температуры элементов выпускной системы производилось с использованием специального оборудования [18-20]. Модуль ввода аналоговых сигналов ОБЕН MB110-8А предназначен для считывания и преобразования электрического сигнала с датчиков измерения температуры в градусы Цельсия. Автоматический преобразователь интерфейсов USB/RS-485 ОБЕН AC4 осуществляет связь между модулем ввода MB 110-8А и персональным компьютером, который используется для сбора, хранения, преобразования, отображения результатов экспериментального исследования. Измерение температуры элементов выпускной системы отработанных газов выполняется термопарами (рис. 1) с рабочим диапазоном от  $-50$  до  $+500^{\circ}\text{C}$ .



Рис. 1. Расположение термопар при измерении температуры элементов выпускной системы

Экспериментальные исследования проводились в следующей последовательности:

- до начала измерений обеспечивалось равенство температуры системы выпуска и других узлов и элементов автомобиля температуре окружающего воздуха, для чего перед началом измерений автомобиль выдерживался на площадке не менее 8 часов;

- запускался «холодный» двигатель, температура которого (как и температура системы выпуска) равна температуре окружающего воздуха;

- работа двигателя на режиме холостого хода в течение 30 минут, в течение которых выполнялась автоматическая запись температуры в исследуемых точках выпускного тракта.

Опыт практической эксплуатации исследуемого автомобиля показывает, что этого времени достаточно для прогрева двигателя до рабочей температуры; Для уменьшения влияния вторичных факторов на процесс нагрева и охлаждения элементов легкового автомобиля эксперименты проводились на территории, защищенной от ветра. Экспериментальное исследование проводилось для системы выпуска отработавших газов, состоящей из выпускного коллектора, который одновременно выполняет функцию предварительного каталитического нейтрализатора; средней части системы выпуска, состоящей из нижнего катализатора и переднего глушителя; промежуточной трубы и заднего глушителя. Термопары установлены на внешней поверхности элементов системы выпуска (рис. 1).

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТА

Результаты определения зависимости температуры элементов системы выпуска отработавших газов от времени при температурах окружающего воздуха  $-3^{\circ}\text{C}$ ,  $-6^{\circ}\text{C}$  и  $-9^{\circ}\text{C}$  представлены на рис. 2.

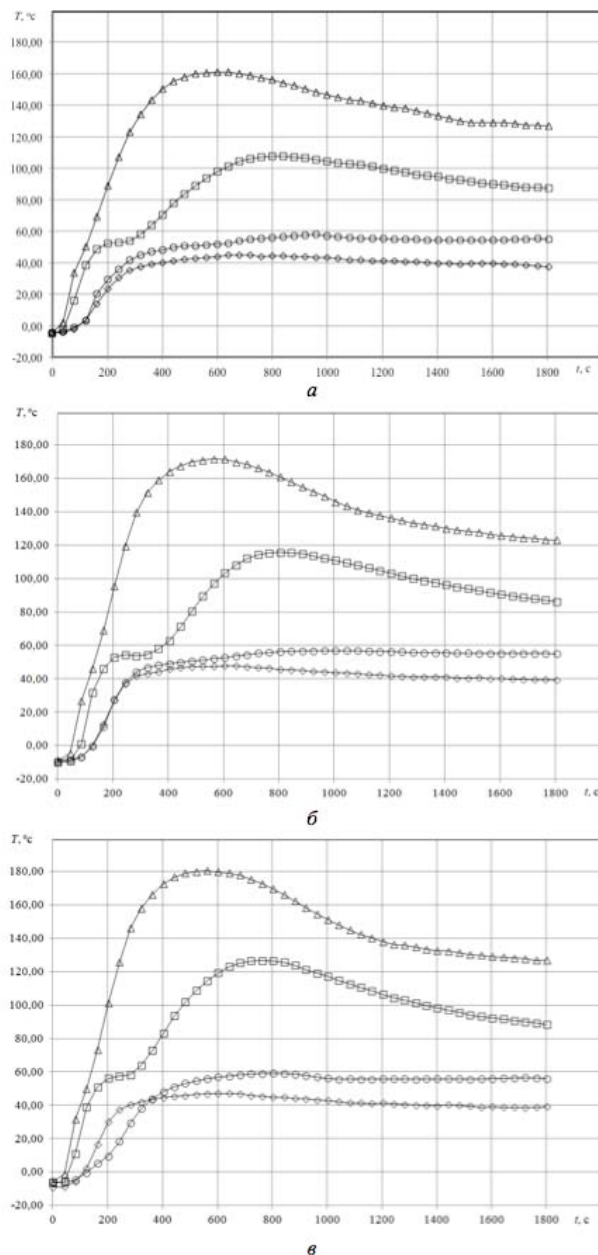


Рис. 2. Зависимость от времени  $t$  температуры  $T$  элементов системы выпуска отработавших газов при температурах окружающего воздуха  $-3^{\circ}\text{C}$  (а),  $-6^{\circ}\text{C}$  (б) и  $-9^{\circ}\text{C}$  (в);  $\Delta$  – термопара 1,  $\square$  – термопара 2,  $\circ$  – термопара 3,  $\diamond$  – термопара 4

Анализ полученных данных показывают, что при отрицательных температурах окружающего воздуха распределение температуры рассмотренных элементов системы выпуска отработавших газов носит однотипный характер.

В точке размещения первой термопары отмечается интенсивный подъем температуры на начальном этапе прогрева двигателя. Далее имеет место последовательное по-

нижение температуры от места расположения второй термопары к последней четвертой термопаре, что соответствует физическому представлению об охлаждении отработавшего газа по мере его продвижения от выпускного коллектора до выпуска в атмосферу. К концу 30-минутного интервала времени наблюдается общее понижение температуры и выход ее величины для всех элементов поверхности выпускной системы на стационарные значения.

В местах размещения третьей и четвертой термопар элементы выпускной системы прогреваются до стационарных температур достаточно быстро, и затем температура практически не изменяется в течение всего рассматриваемого интервала времени. По-видимому, в областях размещения этих термопар могут существовать благоприятные условия для образования и накопления конденсата.

Установлено, что при понижении температуры окружающего воздуха одновременно отмечается рост максимального значения температуры поверхности системы выпуска. Такое повышение температуры поверхности системы выпуска при понижении отрицательной температуры окружающего воздуха обусловлено, по-видимому, более интенсивной работой двигателя и более поздним его выходом на рабочий тепловой режим.

#### АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ЭКСПЕРИМЕНТА

Для дальнейшего анализа вводятся величины  $T_{\max}$  – максимальная температура рассматриваемого элемента выпускной системы и  $t_{\max}$  – время достижения температуры  $T_{\max}$  того же элемента выпускной системы. С помощью введенных величин рассматриваются безразмерные значения температуры (1) и времени (2)

$$\theta = \frac{T}{T_{\max}} \quad (1)$$

$$\tau = \frac{t}{t_{\max}} \quad (2)$$

На рис. 3 представлены зависимости безразмерной температуры  $\theta$  поверхности элементов системы выпуска от безразмерного времени  $\tau$  при температурах окружающего воздуха  $-3^{\circ}\text{C}$ ,  $-6^{\circ}\text{C}$  и  $-9^{\circ}\text{C}$  при прогреве на холостом ходу двигателя автомобиля.

На рис. 4 приведены кривые, описывающие осредненные зависимости  $\theta(\tau)$  для каждой из температур окружающего воздуха. Слабое различие полученных зависимостей наводит на мысль о возможности построения универсальной математической зависимости между безразмерными температурой  $\theta$  и временем  $\tau$  для описания исследуемого процесса.

Использование метода наименьших квадратов для аппроксимации полученных кривых полиномом 4 степени приводит к выражению (3)

$$\theta = -0,0696\tau^4 + 0,6345\tau^3 - 2,0253\tau^2 + 2,5369\tau - 0,0956. \quad (3)$$

Полученное выражение можно использовать для приближенного описания зависимости от времени температуры элементов выпускной системы отработавших газов.

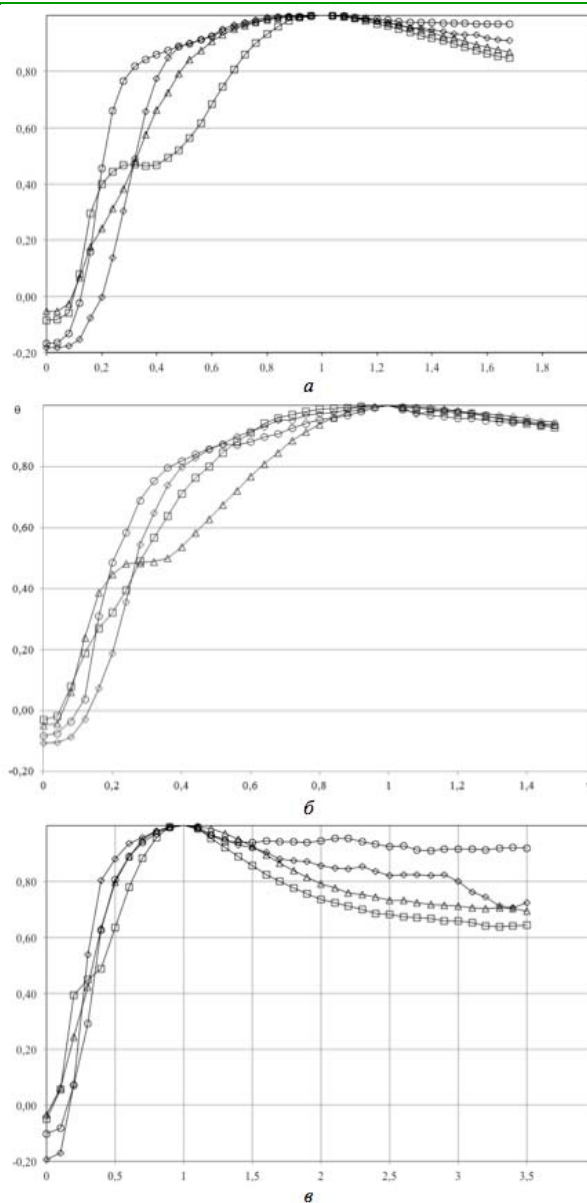


Рис. 3. Зависимость безразмерной температуры  $\theta$  от безразмерного времени  $\tau$  элементов системы выпуска отработавших газов при температурах окружающего воздуха  $-3^{\circ}\text{C}$  (а),  $-6^{\circ}\text{C}$  (б) и  $-9^{\circ}\text{C}$  (в);  $-$  термопара 1,  $\Delta$  – термопара 2,  $\circ$  – термопара 3,  $\diamond$  – термопара 4

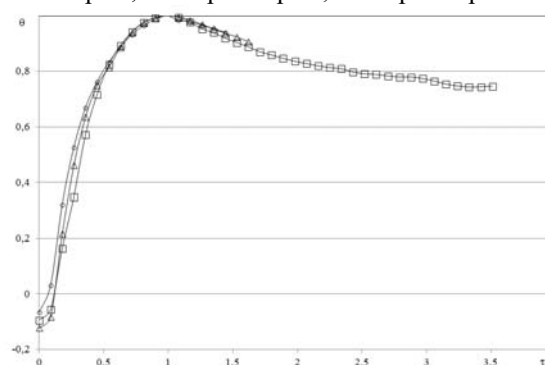


Рис. 4. Осредненные зависимости безразмерных температур  $\theta$  от безразмерного времени  $\tau$  элементов системы выпуска отработавших газов при температурах окружающего воздуха  $-3^{\circ}\text{C}$  ( $\square$ ),  $-6^{\circ}\text{C}$  ( $\Delta$ ) и  $-9^{\circ}\text{C}$  ( $\circ$ )

Выполнено экспериментальное исследование по определению температуры элементов системы выпуска отработавших газов на этапе неустановившейся работы автомобильного двигателя при отрицательных температурах окружающего воздуха. В экспериментальном исследовании установлено, что понижение температуры окружающего воздуха приводит к более медленному прогреву двигателя автомобиля и, одновременно, к возрастанию температуры элементов системы выпуска. На основе экспериментальных данных построены зависимости от безразмерного времени безразмерной температуры элементов выпускной системы. Оказалось, что осредненные кривые практически совпадают на рассмотренных интервалах времени. Это позволило получить приближенное математическое описание зависимости температуры от времени на рассмотренных интервалах времени и температур окружающего воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Condensate-free technology. Longer life (2019) <http://www.ernst-hagen.de/htmlen/produkte-schienschalldaempfer-kondensatfrei.php>. Дата обращения: 15.11.2019.
2. Кузнецов Н.И., Петухов М.Ю., Хазиев А.А. Разработка рекомендаций по эксплуатации автомобилей в условиях мегаполиса Сб. науч. тр. по материалам 72-й науч.-метод. и науч.-исслед. конф. МАДИ. – 2014. - С. 227-233.
3. N. Kuznetsov, M. Petukhov, A. A. Khaziev, A. V. Laushkin (2015) Problem of Accumulation and Freezing of Condensate in the Exhaust Gases of Cars at Low Temperatures. Development of Technologies in Automotive Engineering p. 47-55. DOI 10.4028/www.scientific.net/AMM.838.47.
4. Кузнецов Н.И. Об особенностях запуска двигателя легкового автомобиля в современном мегаполисе при низких температурах окружающей среды / Н.И. Кузнецов, М.Ю. Петухов, А.М. Щелудяков // Вестник ПНИПУ. Охрана окружающей среды, транспорт, безопасность жизнедеятельности. - 2012. - № 1. - С. 137-143.
5. Решение суда № 2-1747/2015 2-1747/2015~М-374/2015 М-374/2015. (2015) Дело № 2-1747/2015 от 24 июля 2015 г. <http://sudact.ru/regular/doc/UP2TFt0dJ9Vj/> дата обращения: 13.04.2019.
6. Решение Курчатовского районного суда г. Челябинска. (2011) Дело № 2-6/11 от 13 апреля 2011 года <http://sudact.ru/regular/doc/p7OrtXeRoBdy/> дата обращения: 13.04.2019.
7. Curà, F., Mura, A. (2012) Aging characterization of metals for exhaust systems. International Journal of Automotive Technology, June 2012, Vol. 13, Iss. 4, pp 629–636. <https://doi.org/10.1007/s12239-012-0061-0>
8. Mou Cheng Li, Shi Dong Wang, Rong Yao Ma et al. (2012) Effect of cyclic oxidation on electrochemical corrosion

of type 409 stainless steel in the simulated muffler condensates. Journal of Solid State Electrochemistry, September 2012, Vol. 16, Iss. 9, pp 3059–3067. <https://doi.org/10.1007/s10008-012-1746-z>

9. Curà, F., Mura F., Sesana R. (2015) Experimental investigation of fatigue and aging performance of automotive exhaust flexible couplings. Vol. 229, Iss. 7, pp. 1215-1223. <https://doi.org/10.1177/0954406214549268>.

10. Abdoli, M., Rahimi, H. & Godarzizadeh, A. J Fail. (2011) Investigation of Failure in Automotive Exhausts. Anal. and Preven. 11: 679. <https://doi.org/10.1007/s11668-011-9502-8>.

11. Бояршинов М.Г. Температурный режим системы выпуска отработанных газов автомобиля в условиях пониженных температур / М.Г. Бояршинов, Н.В. Лобов, Н.И. Кузнецов, А.О. Мартемьянов // Вестник ПНИПУ. Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2018. - № 3. - С. 5-16. DOI: 10.15593/24111678/2018.03.01.

12. Heil B., Enderle C., Herwig H., Strohmer E., Margadant A., Ruth W. (2002) The Exhaust System of the Mercedes SL500. MTZ worldwide. Vol. 63. Iss. 1. pp. 2–5. <https://doi.org/10.1007/BF03227514>.

13. González N. G. (2016) Condensation in Exhaust Gas Coolers. Energy and Thermal Management, Air Conditioning, Waste Heat Recovery. Springer, Cham. [https://doi.org/10.1007/978-3-319-47196-9\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-319-47196-9_9).

14. Hashimoto R., Mori G., Yasir M., Tröger U., Wieser H. (2013) Impact of Condensates Containing Chloride and Sulphate on the Corrosion in Automotive Exhaust Systems. BHM Berg- und Hüttenmännische Monatshefte. Vol. 158 (9). pp. 377–383. <https://link.springer.com/article/10.1007/s00501-013-0180-6>.

15. Системы управления бензиновыми двигателями (2005) 432 с.

16. Лаушкин А. В. Причины обводнения моторного масла в эксплуатации / А. В. Лаушкин, А. А. Хазиев // Вестник МАДИ. – 2012. - № 1. - С. 63–67.

17. Бояршинов М.Г., Кузнецов Н.И. (2019) Температурный режим системы выпуска отработавших газов автомобиля при пониженных температурах окружающего воздуха. Прогрессивные технологии в транспортных системах, сборник конф., ОГУ, 776 с.

18. Кузнецов Н.И. Количественная оценка содержания в отработавших газах воды, поступающей в двигатель с атмосферным воздухом. Вестник ПНИПУ. Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. – 2017. - № 1. - С. 77-87. DOI: 10.15593/24111678/2017.01.06.

19. Инструкция по эксплуатации (2019) URL:[http://www.owen.ru/catalog/modul\\_vvoda\\_analogovih\\_signalov\\_owen\\_mv110\\_8a/33502416](http://www.owen.ru/catalog/modul_vvoda_analogovih_signalov_owen_mv110_8a/33502416). дата обращения: 04.10.2019.

20. Новицкий П.В. (1991) Оценка погрешностей результатов измерений, 304 с.



---

---

# Temperature Range of the Vehicle Exhaust System at Low Ambient Temperatures

Boyarshinov M.G., Kuznetsov N.I.  
Perm National Research Polytechnic University  
Perm, Russia  
totalgame123@gmail.com

*Abstract.* The main reason for the formation of condensate in the exhaust system of transport and technological vehicles is the deposition of excess moisture contained in hot exhaust gases on the cold walls of the exhaust system at low ambient temperatures. An experimental study of the time dependences of the temperature of the elements of the exhaust gas exhaust system of transport and technological machines at various negative ambient temperatures during engine warm-up at idle has been carried out. The temperature was measured using special equipment OVEN MV110-8A, OVEN AS4, SCADA software OwenProcessManager. The characteristic features of a non-stationary change in the temperature of

the elements of the exhaust system under conditions of negative values of the ambient temperature are revealed. Analysis of the experimental data showed that the experimentally obtained temperature dependences on time when using dimensionless indicators differ insignificantly. This made it possible to construct a mathematical model of the dependence of the temperature of the exhaust system elements on the engine operation time for the entire study range.

*Keywords:* exhaust gases, exhaust system, temperature conditions, condensate.

# Применение пеностекла в нефтегазовой отрасли машиностроения

Яценко Е. А., Смолий В. А., Чумаков А. А.

Южно-Российский государственный политехнический университет (НПИ) имени М.И. Платова

Новочеркасск, Россия

e\_yatsenko@mail.ru, vikk-toria@yandex.ru, achumakov1995@mail.ru

**Аннотация.** Обоснована необходимость применения пеностекла в нефтегазовой отрасли машиностроения в качестве тепловой изоляции трубопроводов для транспортировки углеводородного сырья. Описана разработанная технология производства пеностекла и представлены его основные физико-механические характеристики. Теплотехническими расчетами и наглядными графическими зависимостями доказана эффективность применения пеностекла для изоляции нефтепроводов в условиях Дальневосточного и Северного регионах Российской Федерации.

**Ключевые слова:** теплоизоляция, нефтепровод, пеностекло, коэффициент теплопроводности, толщина слоя изоляции.

## ВВЕДЕНИЕ

Нефтегазовое машиностроение является развивающейся обширной отраслью, возникшей еще в конце 19 века. В настоящее время в данной отрасли машиностроения производится технологическое оборудование, а также специальные комплектные технологические линии и установки для химической, нефтехимической, нефтяной и газовой промышленности. Особое место в нефтегазовом направлении машиностроения занимают трубопроводные магистрали. На сегодняшний момент, в связи с увеличением добычи нефти в Дальневосточном и Северном регионах Российской Федерации существует проблема транспортировки углеводородного сырья на дальние расстояния, это связано с увеличением вязкости нефти при пониженных температурах, в результате чего она загустевает и скорость потока внутри нефтепровода сильно снижается. Поэтому по всей его длине необходимо обеспечить теплоизоляцию для уменьшения теплопотерь. Обычно изоляция трубопроводов осуществляется пенополиуретаном, который наносится в один слой. Толщина слоя пенополиуретана зависит от диаметра самой трубы и местности, где планируется прокладывать трубопровод, для диаметра нефтепровода 1020 мм и в условиях Крайнего Севера и Дальнего Востока, она применяется 100 мм. Внутри пенополиуретана проходит сигнальный кабель системы оперативного дистанционного контроля, который позволяет с помощью специальных приборов обнаружить участки, нуждающиеся в ремонте, еще до наступления аварии. Для дополнительной защиты теплоизоляционного материала от внешних повреждений, поверх него монтируют дополнительную защиту. Для этого используют обечайку из тонколистовой оцинкованной стали, она изготавливается с цинковым покрытием первого класса по ГОСТ 14918 или с цинковым покрытием не ниже класса 450 по ГОСТ Р52246. Это

сформированные металлические кожухи, которые защищают от атмосферных воздействий, механических повреждений, ультрафиолетовых излучений теплоизоляционные материалы на трубопроводах, технологическом оборудовании и различных емкостях. Но у такого вида теплоизоляции есть ряд недостатков, главным из которых является пропускание тепла сквозь пенополиуретан с течением долгого времени, а также сталь со временем под воздействием окружающей среды начинает покрываться ржавчиной, что тоже оказывает воздействие на теплоизоляционный слой [1-4]. Поэтому самыми перспективными для качественной и долговечной теплоизоляции трубопроводов являются вспененные теплоизоляционные материалы, в частности, пеностекло, которое представляет собой пористый тепло- и звукоизоляционный материал с истинной пористостью до 85-95 %, состоящий из газообразной и пористой фаз. Твердая фаза – это стекло, образующее тонкие стенки отдельных ячеек толщиной несколько микрометров. Ячейки заполнены газовой фазой, давление газов в которой при комнатной температуре составляет примерно 30,3-40,5 кПа. Для теплоизоляции применяют пеностекло с замкнутыми порами [5-15].

Основные преимущества пеностекла по сравнению с другими теплоизоляционными материалами это: долговечность, водостойкость, относительно высокая механическая прочность, негорючесть и биологическая стойкость. Пеностекло легко поддается механической обработке: резанию, пилению, сверлению, шлифовке и склеиванию между собой и с другими материалами, что расширяет области применения. Пеностекло как теплоизолирующий материал при теплопроводности, равной теплопроводности лучших теплоизоляционных материалов, превосходит их по ряду других показателей. Пеностекло влагонепроницаемо, обладает высокой механической прочностью, негорючее и удовлетворяет санитарно-гигиеническим требованиям – не гниет и не плесневеет.

Теплоизоляционные свойства пеностекла обусловлены:

- низкой плотностью – 140-200 кг/м<sup>3</sup>;
- высокой закрытой пористостью – количество твердой фазы составляет 5-15 %, а газообразной – 85-95 %;
- водопоглощением – 3-5 %.

Механические свойства пеностекла зависят от средней плотности и диаметра пор и для мелкопористого материала плотностью 180-200 кг/м<sup>3</sup> пределы прочности составляют, МПа: по сжатию – 0,88; по изгибу – 0,59-0,69; по растяжению – 0,44-0,49. Теплоизоляционное

пеностекло характеризуется высокой морозостойкостью – до 50 циклов попеременного замораживания до  $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$  и оттаивания при  $20\text{ }^{\circ}\text{C}$  [9, 13].

#### ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ ПЕНОСТЕКЛА

Учеными-исследователями кафедры «Общая химия и технология силикатов» Южно-Российского государственного политехнического университета (НПИ) имени М. И. Платова» разработана технология получения пеностекла на основе сырья и для суровых климатических условий Дальнего Востока России [16-18]. Суть способа получения данного материала заключается в спекании смеси порошкообразных сырьевых компонентов и специальных добавок, способствующих образованию газовой фазы при нагреве. При термообработке смеси, когда температура в печи обжига достигает температуры

размягчения основных компонентов шихты, начинается спекание частиц силикатного сырья, при этом частицы порообразователя оказываются блокированными размягчённым стеклообразным материалом. При достижении температуры разложения порообразователя, начинает выделяться газовая фаза, вспенивающая стекломассу. Во всех местах спёкшегося тела, где были заблокированы частицы порообразователя, благодаря выделению газов появляются поры (рисунок 1). Форма пор и свойства полученного пеностекла во многом зависят от концентрации и вида использовавшегося порообразователя. Свойства разработанного пеностекла приведены в таблице 1.

Вспенивание пеностекла происходит в соответствии с приведенным на рисунке 2 графиком.

Таблица 1. Свойства разработанного пеностекла

Наименование	Значение
Плотность, $\text{кг}/\text{м}^3$	150-600
Прочность, МПа	0,8-5,0
Коэффициент теплопроводности, $\text{Вт}/\text{м}\cdot\text{К}$	0,06-0,12
Водопоглощение, %	3-5

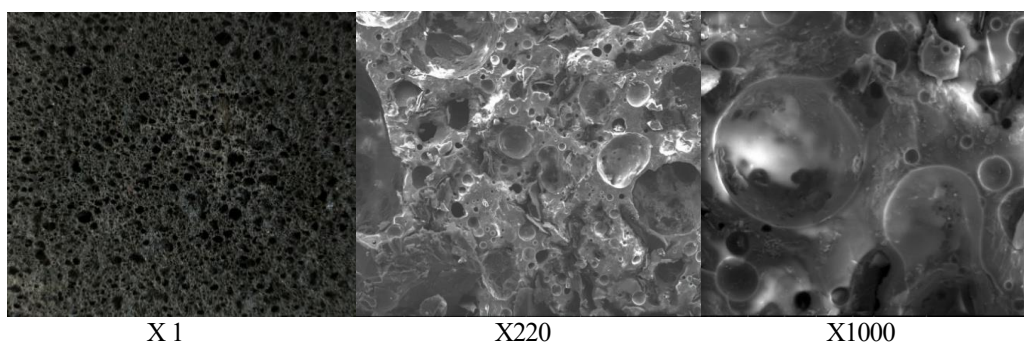


Рис. 1. Микроструктура разработанного пеностекла

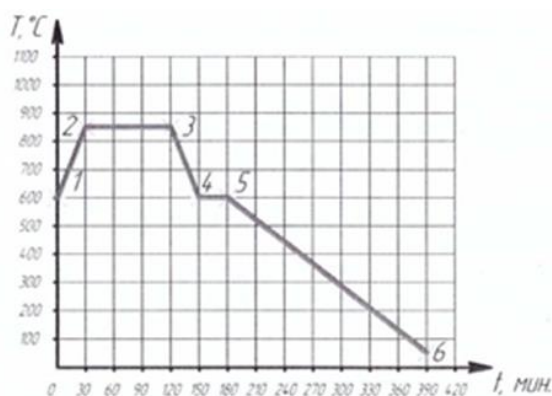


Рис. 2. Температурно-временной интервал производства разработанного пеностекла: 1 – загрузка; 1-2 – нагрев; 2-3 – вспенивание; 3-4, 5-6 – охлаждение; 4-5 – стабилизация; 6 – выгрузка

#### ТЕПЛОВЫЙ РАСЧЕТ НЕФТЕПРОВОДА С ТЕПЛОИЗОЛЯЦИЕЙ ИЗ ПЕНОСТЕКЛА

Для доказательства эффективности применения разработанного пеностекла в качестве теплоизоляционного материала в горячей нефтеперегонке был проведен тепловой

расчет [19, 20] нефтепровода со следующими начальными данными:

- температура на входе в трубопровод  $t_1 = 90\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- температура на выходе из трубопровода  $t_2 = 70\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- температура окружающей среды  $t_{\text{окр}} = -30\text{ }^{\circ}\text{C}$ ;
- расход нефтепродукта (объемный)  $V = 0,378\text{ м}^3/\text{с}$ ;
- длина трубопровода  $L = 4000\text{ м}$ ;
- наружный диаметр трубопровода  $D = 1240\text{ мм} = 1,24\text{ м}$ .

м.

В качестве теплоизоляционного материала выбрано пеностекло. Толщина слоя изоляции  $\delta_{\text{из}} = 100\text{ мм} = 0,1\text{ м}$ . Наружный диаметр слоя изоляции  $D_{\text{из}} = D + 2\delta_{\text{из}} = 1,34\text{ м}$ .

В соответствии с ГОСТ 31447-2012 трубопроводы изготавливают из стали марки 09Г2С с толщиной стенки  $\delta_{\text{ст}} = 14\text{ мм} = 0,014\text{ м}$

При перекачке нефти имеет определенную температуру потока, рассчитываемую по формуле (1):

$$t_{\text{cp}} = t_{\text{окр}} + \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{t_1 - t_{\text{окр}}}{t_2 - t_{\text{окр}}}} \quad (1)$$

где  $t_{\text{cp}}$  – температура потока нефти,  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_1$  – температура нефти на входе в трубопровод, °С;  
 $t_2$  – температура нефти на выходе из трубопровода, °С;

$t_{окр}$  – температура окружающей среды, °С.

Но температуры потока нефти недостаточно, чтобы знать какую необходимо использовать теплоизоляцию. Поэтому нами был определен коэффициент теплопередачи труб. Мы использовали упрощенную формулу (2) для труб большого диаметра  $D_n > 500$  мм:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (2)$$

где  $K$  – коэффициент теплопередачи труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\alpha_1$  – коэффициент теплоотдачи от нефти к стенке, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$\delta_i$  – толщина стенки трубы, м;

$\lambda_i$  – коэффициент теплопроводности стали, 50 Вт/(м<sup>2</sup>·К).

Конечная температура в трубопроводе (при коэффициенте теплопередачи  $K = 0,501$  Вт/(м<sup>2</sup>·К), соответствующем толщине слоя изоляции  $\delta = 100$  мм) рассчитывалась по формуле (3):

$$t_{вых} = t_{вх} - \frac{KF\Delta t_{cp}}{Gc} \quad (3)$$

где  $t_{вых}$  – конечная температура потока в трубопроводе, °С;

$t_{вх}$  – температура потока на входе в трубопровод, °С;

$K$  – коэффициент теплопередачи труб, Вт/(м<sup>2</sup>·К);

$F$  – полная поверхность трубопровода, м<sup>2</sup>;

$\Delta t_{cp}$  – температурный напор, °С;

$G$  – массовый расход, кг/с.

Конечная температура в конце рассматриваемого участка нефтепровода будет 70,66 °С при коэффициенте теплопередачи  $K = 7,712$  Вт/(м<sup>2</sup>·К) при толщине изоляции  $\delta = 5$  мм [8, 9].

В таблице 2 представлен расчет конечной температуры нефтепродукта для различных коэффициентов теплопередачи и толщины теплоизоляции.

Таблица 2. Расчетные значения

Толщина слоя изоляции $\delta$ , см	Коэффициент теплопередачи $K$ , Вт/(м <sup>2</sup> ·К)	Температура на выходе $t_{вых}$ , °С
0	31,615	26,28
0,5	7,712	70,55
1	4,392	78,52
2	2,360	83,69
3	1,613	85,65
4	1,226	86,68
5	0,988	87,32
6	0,828	87,75
7	0,712	88,06
8	0,625	88,29
9	0,557	88,48
10	0,502	88,72
11	0,457	88,75
12	0,419	88,85
13	0,387	88,94
14	0,360	89,01
15	0,336	89,08
16	0,316	89,13
17	0,297	89,18
18	0,281	89,23
19	0,266	89,27
20	0,253	89,31
21	0,241	89,34
22	0,230	89,37
23	0,220	89,39
24	0,211	89,42
25	0,203	89,44
26	0,195	89,46
27	0,188	89,48
28	0,181	89,50
29	0,175	89,52
30	0,169	89,54

По данным приведенной выше таблицы строим графическую зависимость конечной температуры потока нефтепродукта от толщины слоя теплоизоляции, представленную на рисунке 3.

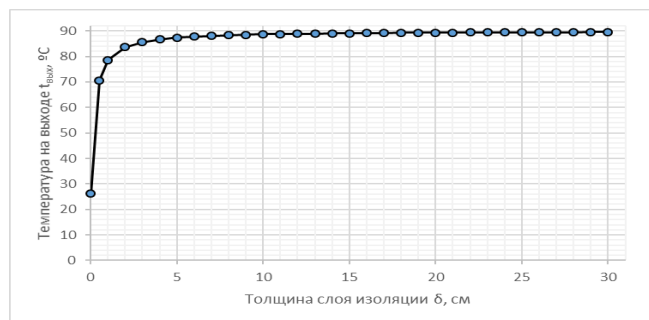


Рис. 3. Зависимость конечной температуры потока нефтепродуктов в трубопроводе от толщины слоя изоляции

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Таким образом, пеностекло, произведенное из сырья Дальнего Востока России, перспективно использовать в теплоизоляции нефтепроводов, так как оно превосходит по своим физико-химическим свойствам традиционно применяемые материалы, при использовании пеностеклянной теплоизоляции снижается коэффициент теплопроводности и повышается температура потока нефти на выходе, что оказывает положительное влияние на перекачку нефти и минимизирует отдачу тепла окружающей среде.

Работа выполнена в ЮРГПУ (НПИ) при финансовой поддержке Российского научного фонда в рамках соглашения № 18-19-00455 «Разработка технологии комплексной защиты трубопроводов для нефти и газа, эксплуатируемых в условиях Дальнего Востока России» (руководитель – Яценко Е.А.).

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гарина Е. П. Обеспечение экономической безопасности устойчивого развития предприятия машиностроения / Е. П. Гарина, А. П. Гарин, Я. В. Бацына, Е. В. Шпилевская // Экономика, предпринимательство и право. – 2020. – Том 10. – № 1. – С. 37-52.
2. Основные требования к теплоизоляции трубопроводов нефтяной и газовой отрасли [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://1cert.ru/stati/osnovnyye-trebovaniya-k-teploizolyatsii-truboprovodov-neftyanyoy-i-gazovoy-otrasli>, свободный – (03.02.2020).
3. Изоляция труб нефтепроводов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: [https://www.kzit.ru/company/articles/izolyatsiya\\_trub\\_nefteprovodov/](https://www.kzit.ru/company/articles/izolyatsiya_trub_nefteprovodov/), свободный – (03.02.2020).
4. Трубопроводный транспорт нефти и газа: Учеб. для вузов/ Р.А. Алиев, В.Д. Белоусов, А. Г. Немуров и др. – 2-е изд., перераб. и доп. М.: Недра, 1988. - 368 с.

5. Кудинов В. И. Основы нефтегазопромыслового дела. Ижевск: Институт компьютерных исследований, 2004. 720 с.
6. Elagina O. Y., Ageeva V. N., Buklakov A. G. Some aspects of heat-insulating materials application on systems of oil fields steam pipelines 2019 Neftyanoe Khozyaystvo - Oil Industry. 2019(10), с. 87-89
7. Analysis of the ecological characteristics of environment friendly fire fighting chemicals used in extinguishing oil products Dadashov, I., Loboichenko, V., Kireev, A. 2018. Pollution Research. 37(1), с. 63-77
8. Zakharov L., Yunusov K.B., Levin S. N. Material for Protection of Oil Products Against Evaporation S 2016. Chemical and Petroleum Engineering. 52(1-2), с. 69-70
9. Демидович Б. К. Производство и применение пеностекла. Минск: Наука и техника, 1972. 301 с.
10. Зарубина Л. П. Теплоизоляция зданий и сооружений. Материалы и технологии. 2-е изд. СПб.: БХВ-Петербург, 2012. 416 с.
11. Перспективные отечественные разработки: пеностекло – новая технология ждет внедрения // Промышленно-строительное обозрение. - 2000. - № 10(49). - С. 13–14.
12. Горлов Ю. П., Меркин А. П., Устенко А. А. Технология теплоизоляционных материалов. М.: Стройиздат, 1980. 399 с.
13. Бобров Ю. Л., Овчаренко Е. Г., Шойхет Б. М., Петухова Е. Ю. Теплоизоляционные материалы и конструкции. М.: ИНФРА-М, 2003. 268 с.
14. Yatsenko E.A., Ryabova A.V., Goltsman B.M. Development of fiber-glass composite coatings for protection of steel oil pipelines from internal and external corrosion 2019 Chernye Metally. 2019(12), с. 46-51
15. Ivanov K.S., Korotkov E.A. Investigation of the Effect of a Layer of Granulated Foam-Glass Ceramic on the Temperature Conditions of Frozen Soil 2017. Soil Mechanics and Foundation Engineering. 54(5), с. 349-355
16. Ventrella, F. Smeacetto, M. Salvo, M. Ferraris Characterization of new glass coated foam glass insulating tiles by standard tests 2012. Journal of Materials Engineering and Performance. 21(11), с. 2380-2388
17. Yatsenko E.A., Goltsman B.M., Ryabova A.V., Smoliy V.A., Klimova L.V. Integrated protection of pipelines using silicate materials. International Multidisciplinary Scientific GeoConference Surveying Geology and Mining Ecology Management, SGEM. – 2019 – 19(5.2), с. 507-514
18. Yatsenko E.A., Goltsman B.M., Ryabova A.V., Smoliy V.A. Peculiarities of the use of siliceous raw materials of the Russian Far East in the integrated pipeline protection. 2018. MATEC Web of Conferences. 242,01016
19. Горлов Ю. П. Технология теплоизоляционных и акустических материалов и изделий. Учеб. пособие. М.: Высш. шк., 1989. 384 с.
20. Руководящий документ РД 39-30-139-79 «Методика теплового и гидравлического расчета магистральных трубопроводов при стационарных и нестационарных режимах перекачки ньютоновских и неньютоновских нефтей в различных климатических условиях».

---

---

# Application of Foam Glass in the Oil and Gas Engineering Industry

Yatsenko E.A., Smoliy V.A., Chumakov A.A.

Platov South-Russian State Polytechnic University (NPI)

Novocherkassk, Russia

e\_yatsenko@mail.ru, vikk-toria@yandex.ru, achumakov1995@mail.ru

*Abstract.* The necessity of using foamed glass in the oil and gas engineering industry as a thermal insulation of pipelines for the transportation of hydrocarbon raw materials has been substantiated. The developed technology for the production of foam glass is described and its main physical and mechanical characteristics are presented. Thermal calculations and visual graphical

dependencies proved the effectiveness of using foam glass for insulating oil pipelines in the Far Eastern and Northern regions of the Russian Federation.

*Keywords:* thermal insulation, oil pipeline, foam glass, thermal conductivity coefficient, insulation layer thickness.

# Оптимизация конструкции пластины для канавочного резца

Грубый С.В.  
МГТУ им. Н.Э. Баумана  
Москва, Россия  
grusv@yandex.ru

Чаевский П.А.  
ООО «Компания РИТС»  
Москва, Россия  
pchaevskiy@mail.ru

**Аннотация.** Раскрыта методика оптимизации конструкции фасонной сменной многогранной пластины для канавочного резца. Предложены критерии и граничные условия для выбора оптимальной конструкции фасонной канавочной пластины. Раскрыта методика применения критериев для выбора оптимальной конструкции на примере сменной многогранной пластины заданного фасонного профиля. В качестве базового варианта рассмотрены стандартные канавочные резцы с напайными пластинами, геометрия которых соответствует ГОСТ 18884-73. Обоснован переход от использования стандартных канавочных резцов с напайными пластинами к использованию резцов со сменными многогранными пластинами. Разработаны модели державки и сменной многогранной пластины для обработки заданного профиля. Предложенные критерии позволяют определить наиболее эффективное конструктивное решение в каждом частном случае и могут быть применены в различных отраслях промышленности

**Ключевые слова:** канавочный резец, оптимизация конструкции, критерии оптимизации, сборный резец, сменная многогранная пластина.

## ВВЕДЕНИЕ

Повышение эффективности механической обработки остается одной из актуальных тем исследований, результаты которых можно увидеть в работах [1-5].

Современные изделия, выпускаемые машиностроительными предприятиями, содержат большое число деталей с канавками. Эти детали имеют широкий диапазон форм, размеров и изготавливаются из различных материалов.

Часто канавки имеют фасонный профиль, который необходимо обрабатывать фасонным инструментом. Фасонные канавки обрабатывают цельными, составными или сборными твердосплавными резцами или фрезами в зависимости от типа детали.

Инструментальные фирмы предлагают инструменты различных конструкций для обработки канавок. Так, каталоги инструментальных фирм Iscar, SANDVIK Coromant, SimTec, Paul HORN, Carmex, WIDIA, DENITool для точения канавок предлагают различные конструкции резцов со сменными многогранными пластинами (СМП). Инструменты рассматриваемых фирм имеют различные конструктивные особенности и могут использоваться в условиях машиностроительных предприятий. Вместе с тем основным недостатком этих инструментов является относительно высокая стоимость, что при их использовании приводит к увеличению себестоимости обработки соответствующих деталей.

При обработке труднообрабатываемых материалов напайные резцы и монолитные фрезы показывают низкую

эффективность поскольку имеют низкий коэффициент запаса прочности. Предпосылки прочностного расчета инструмента заложены в ряде работ с учетом возможности аналитического расчета силовых нагрузок и температур резания [6 - 10]. Поэтому вопросы разработки, изготовления и применения сборных резцов отечественных конструкций являются актуальными для тех предприятий и фирм, которые ставят и решают задачи по снижению себестоимости продукции и издержек производства.

В качестве базового варианта рассмотрены стандартные канавочные резцы с напайными пластинами, геометрия которых соответствует ГОСТ 18884-73. Эти резцы используются на некоторых предприятиях для данного типа операций.

Резцы данной конструкции имеют ряд серьезных недостатков: необходимость переточки для восстановления режущих свойств, что влечет за собой потребность в дополнительном квалифицированном персонале и специализированном оборудовании; относительно низкая стойкость инструмента между переточками из-за нецелесообразности использования износостойких покрытий на напайных пластинах; отсутствие специальной геометрии передней поверхности для обеспечения оптимального процесса стружкообразования; увеличенное вспомогательное время на смену инструмента по сравнению с конструкциями с СМП и др.

Перечисленные недостатки указывают на необходимость замены резцов такого типа на инструменты прогрессивных конструкций с СМП.

ООО «Компания РИТС» занимается внедрением эффективных конструкций режущих инструментов на современных машиностроительных предприятиях. Совместно с МГТУ им. Н.Э. Баумана проведены исследования для обоснования внедрения токарных резцов прогрессивных конструкций с СМП и замены напайных резцов. Результаты исследований изложены в статье [11].

Проведенные исследования подробно не затрагивали вопросы проектирования резцов прогрессивных конструкций с СМП. В данной статье предлагается рассмотреть следующие задачи:

- Разработать критерии и ограничения для оптимизации конструкции сборного фасонного канавочного резца;
- Разработка методики проектирования сборного фасонного канавочного резца.

Предлагаемую методику можно рассмотреть на примере замены резца с напайными пластинами фасонного профиля “рис. 1” на резец с СМП.

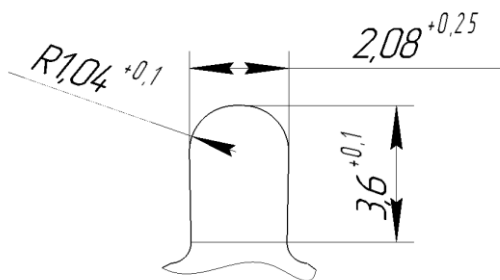


Рис. 1. Профиль фасонного резца

КРИТЕРИИ И ИХ ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ОПТИМИЗАЦИИ КОНСТРУКЦИИ СБОРНОГО ФАСОННОГО КАНАВОЧНОГО РЕЗЦА

Проектирование конструкции сборного фасонного канавочного резца предусматривает проектирование сменной пластины для обработки заданного профиля.

ВЫБОР РАСПОЛОЖЕНИЯ ПЛАСТИНЫ ПО ХАРАКТЕРУ УСТАНОВКИ ОТНОСИТЕЛЬНО ОБРАБАТЫВАЕМОЙ ДЕТАЛИ

По характеру установки относительно обрабатываемой детали различают радиальное “рис. 2” и тангенциальное рис. 3” расположение пластины.

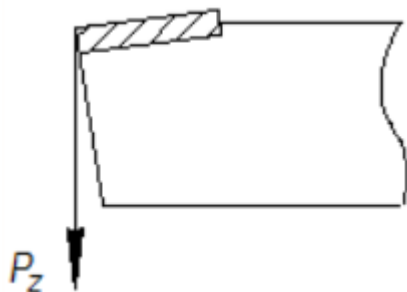


Рис. 2. Радиальное

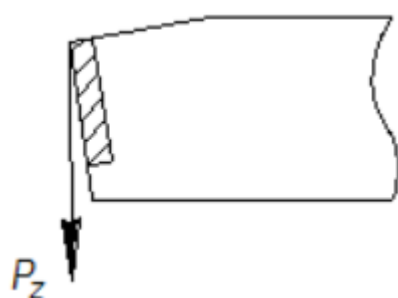


Рис. 3. Тангенциальное

Радиальное расположение пластины предусматривает установку перпендикулярно оси обрабатываемой детали.

При тангенциальном расположении пластины усилие резания  $P_z$  направлено вдоль большей стороны сечения пластины, благодаря чему повышается прочность. Преимуществом такого расположения является то, что режущая пластина может противостоять большим силам резания, чем при радиальной ориентации, когда силы резания направлены вдоль меньшего размера сечения режущей пластины.

Исходя из указанных преимуществ, выбираем тангенциальное расположение пластины.

Как правило, фасонные пластины требуются в небольшом количестве, следовательно, большие вложения в специальную пресс-форму для изготовления будут не эффективны. Для проектирования фасонной СМП целесообразно выбрать стандартную форму пластины. Фасонный профиль будет сформирован шлифованием после прессования и спекания пластины.

Для выбора формы пластины предлагается критерий общей стойкости СМП. Данный критерий определяется количеством главных режущих кромок на пластине. Количество главных режущих кромок на пластине должно быть максимально возможным. Граничным условием, определяющим количество главных режущих кромок, являются геометрические параметры режущего клина и требуемого фасонного профиля.

В рассмотренном примере предложено значение переднего угла  $5^\circ$  и заднего угла  $5^\circ$ .

Инструментальные фирмы используют для канавочных резцов формы СМП, показанные на “рис. 4”. Следует учитывать, что формы канавочных и отрезных пластин, показанные на “рис. 4”, не являются оптимальными для изготовления небольших партий пластин фасонного профиля в связи с тем, что при прессовании на передней поверхности формируется стружколом и пресс-формы такого типа не имеют возможности формировать пластины малой толщины. Данный недостаток является существенным при тангенциальном расположении пластины, поскольку, получая заготовки минимальной толщины, близкой к толщине готовой СМП, снижаются затраты на сырье и уменьшается объем шлифуемого материала.



Рис.4. Формы СМП инструментальных фирм для канавочных резцов

Рассмотрены стандартные формы СМП, показанные на “рис. 5”.

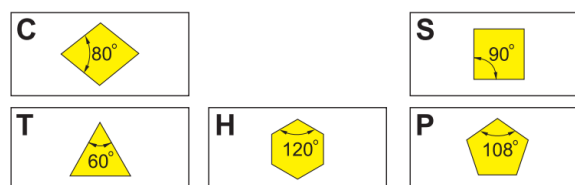


Рис. 5. Стандартные формы СМП

Для анализа форм пластин возьмем стандартные размеры с близкими значениями диаметров вписанных окружностей: CNMA 120408, TNMA 220408, SNMA 120408, PNMA 110408, HNUA 110412.

На “рис. 6” изображены рассматриваемые формы с требуемыми геометрическими параметрами режущей части.



Пластина формы PNMA 110408 не может обеспечить требуемую глубину обработки, а пластина HNUA 110412 после формирования режущей части имеет слишком маленькие боковые базовые грани.

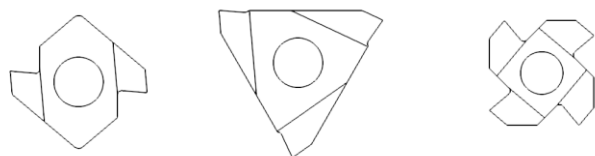


Рис. 6. Пластины с требуемыми геометрическими характеристиками

#### ВЫБОР СИСТЕМЫ КРЕПЛЕНИЯ ПЛАСТИНЫ

Выбор схемы крепления пластины определяет трудоемкость и стоимость изготовления специальной державки. Использование стандартных державок невозможно из-за ограничений области применения. Стандартные державки для рассматриваемых форм пластин не позволят обработать канавку. Схемы крепления пластин рассматриваются во многих работах, например, [12-13].

Для выбора схемы крепления пластин предлагается критерий себестоимости изготовления узла крепления. В себестоимость узла крепления входит затраты на изготовление державки и стоимость всех крепежных элементов.

Рассмотрим основные схемы крепления пластин:

На “рис. 7” изображена схема системы крепления прижимом сверху. Пластина без отверстия базируется в державке по опорной и двум боковым поверхностям с прижимом только по опорной поверхности. Система крепления в простом исполнении состоит из державки, прижима и винта прижима. Возможно исполнение с накладным стружколомом и опорной твердосплавной пластиной. Недостатками такой конструкции являются: отсутствие крепления по боковым поверхностям, затруднённый отвод стружки, несовпадение по направлению сил резания и крепления, невысокая точность позиционирования вершины СМП при её повороте или смене.

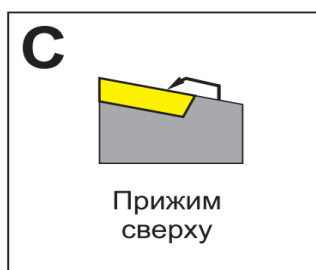


Рис. 7. Система крепления С. Прижим сверху

На “рис. 8” изображена схема системы крепления прижимом повышенной жесткости. Пластина с отверстием базируется в державке по опорной и двум боковым поверхностям. Система крепления состоит из державки, прижима, винта прижима, опорной пластины, винта опорной пластины и пружины. Эта система крепления обладает повышенной жесткостью по сравнению с остальными из рассматриваемых. Эта система крепления является первым выбором для черновой обработки. Основным недостатком этой системы крепления является ее высокая стоимость по

сравнению с другими системами крепления.

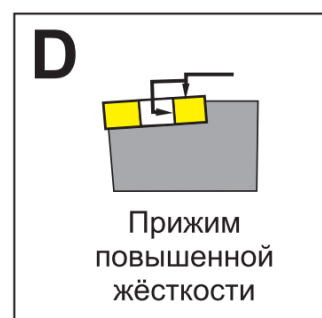


Рис. 8. Система крепления D. Прижим повышенной жесткости

На “рис. 9” изображена схема системы крепления клин-прихватом сверху. Пластина с отверстием базируется по опорной и двум боковым поверхностям. СМП одновременно прижимается в гнезде корпуса инструмента по опорной и боковым поверхностям. Система крепления, как правило, состоит из державки, клин-прихвата, винта клин-прихвата, опорной пластины, винта и штифта. Недостатком этой конструкции является её сложность в изготовлении и работе.

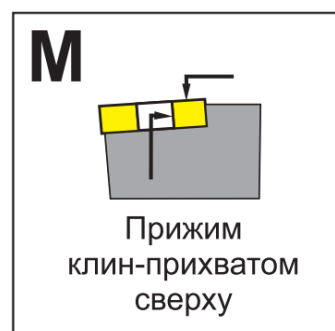


Рис. 9. Система крепления М. Прижим клин-прихватом сверху.

На “рис. 10” изображена схема системы крепления рычагом за отверстие. Пластина базируется в корпусе инструмента по опорной и двум боковым поверхностям с прижимом только по боковым поверхностям. Система крепления состоит из державки, сапожка, тяги, опорной пластины. Однако в этих конструкциях отсутствует прижим по опорной поверхности СМП, что уменьшает надёжность и жесткость крепления. Изготовление державки для данного типа крепления является самым трудоемким из рассматриваемых систем крепления.

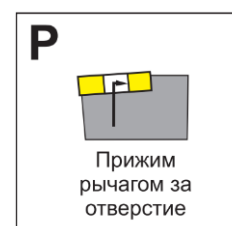


Рис. 10. Система крепления Р. Прижим рычагом за отверстие

На “рис. 11” изображена схема системы крепления пластин винтом. Пластина базируется по опорной и боковым поверхностям с прижимом по этим же поверхностям. Система крепления состоит из державки и крепежного винта. Недостатком данной конструкции является небольшое усилие зажима и необходимость точного изготовления СМП.



Рис. 11. Система крепления S. Закрепление пластин винтом

Система крепления пластин винтом является наименее трудоемкой и имеет минимальное количество крепёжных элементов. Данная система крепления также наиболее часто применяется для тангенциально расположенных пластин. Выбираем эту систему крепления.

Следует отметить, что для использования выбранного метода крепления СМП должна иметь отверстие с тороидальным профилем. Стандартный профиль отверстия для крепления винтом М3,5 показан на “рис. 12”.

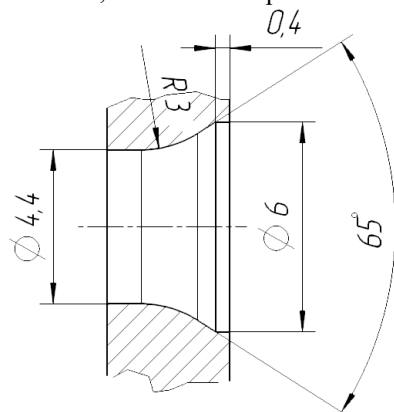


Рис. 12. Профиль отверстия

В рассматриваемых формах пластин “рис. 5” стандартное отверстие имеет простую цилиндрическую форму. Однако замена штифтов, формообразующих отверстие в этих пресс-формах, не является трудоемким, но будет необходимым условием использования выбранного метода крепления.

#### Коэффициент объемной компактности

Для оптимизации конструктивных решений рассмотрим критерий коэффициента объемной компактности. Коэффициент объемной компактности  $K_c$  равен отношению числа главных режущих кромок пластины  $Z$  к объему заготовки  $V$  (1).

$$K_c = Z/V \quad (1)$$

Этот критерий позволяет определить эффективность использования инструментального материала для СМП.

Чем больше значение  $K_c$ , тем более эффективно использование инструментального материала.

Исходя из геометрических параметров профиля канавки и припусков для шлифовки базовых поверхностей принимаем толщину заготовки СМП 3,5 мм.

В “табл. 1” приведен коэффициент объемной компактности для рассматриваемых пластин с отверстием, изображенном на “рис. 12”.

Таблица 1

Оценка пластин по критерию объемной компактности

	Форма пластины		
	SNMA	TNMA	CNMA
Z	4	3	2
V, [мм <sup>3</sup> ]	495,40	661,50	504,00
$K_c$ , [1/мм <sup>3</sup> ]	0,0081	0,0045	0,0040

#### Трудоемкость изготовления пластины

Трудоемкость изготовления пластины является одним из основных факторов, влияющих на конечную стоимость СМП. Основную долю трудоемкости составляют процессы шлифования. Для сравнения выбранных форм пластин и окончательного выбора предлагается критерий трудоемкости изготовления пластины.

Поскольку заводы и инструментальные цеха для производства инструмента имеют разный станочный парк, оценка трудоемкости по времени изготовления не целесообразна. Предлагается оценка трудоемкости по объему шлифуемого материала, необходимого для изготовления одной режущей кромки.

Таким образом, оценку трудоемкости предлагается рассчитывать по формуле (2).

$$T_v = (V - V_1)/Z \quad (2)$$

где  $V$  – объем заготовки до шлифования,  $V_1$  – объем СМП,  $Z$  – количество главных режущих кромок пластины.

В “Табл. 2” показана оценка трудоемкости изготовления для рассматриваемых пластин с отверстием, изображенном на “рис. 12”.

Таблица 2

Оценка пластин по критерию (2)

	Форма пластины		
	SNMA	TNMA	CNMA
Z	4	3	2
V, [мм <sup>3</sup> ]	495,40	661,50	504,00
$V_1$ , [мм <sup>3</sup> ]	371,7	640,2	447,2
$T_v$ , [мм <sup>3</sup> ]	30,925	7,1	28,4

Чем меньше значение показателя  $T_v$ , тем меньше трудоемкость изготовления пластины.

#### Выбор конструкции СМП

Рассмотренные критерии могут не однозначно определять конечную конструкцию СМП. В данном случае, последовательно применяя критерии, получаем два возможных близких варианта конструкций СМП (изготовление из квадратной формы SNMA 120408 или треугольной формы TNMA 220408). Принятие окончательного решения по выбору формы пластины зависит от оснащенности конкретного производства и стоимости сырья.

Критерий коэффициента объемной компактности является превалирующим в случае наличия для шлифования мощного оборудования с жесткой технологической системой. Оборудование, позволяющее снимать большие объемы материала за один рабочий ход, будет выполнять шлифование профиля за одинаковое время на разных формах пластин, при этом пластина с более высоким коэффициентом объемной компактности будет предпочтительной, поскольку заготовка меньшего объема будет стоить дешевле.

Критерий трудоемкости является превалирующим в случае относительно низкой жесткости технологической системы заточного станка. В этом случае стоимость станочаса станка будет более значимой для конечной стоимости пластины. Следовательно, для снижения окончательной стоимости пластины необходимо выбирать наименее трудоемкий вариант.

После проведенного анализа была предложена СМП, изготавливаемая из пластины TNMA, выбранная по превалирующему критерию трудоемкости. На «рис. 13» показана модель разработанного сборного резаца.

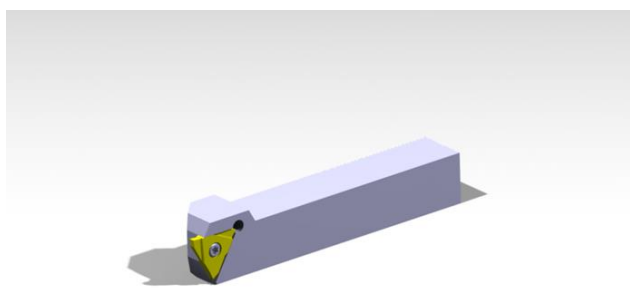


Рис. 13. Модель разработанного сборного резаца

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предложены критерии для определения конструкции фасонных канавочных СМП. Разработаны модели державки и СМП для обработки заданного профиля.

Предложенные критерии позволяют определить наиболее эффективное конструктивное решение в каждом частном случае и могут быть применены в различных отраслях промышленности.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Zubkov N.N. Novel Method of Single-Pass Threading by Cutter / Zubkov N.N. // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019). ICIE 2019. Lecture Notes Mechanical Engineering. Springer, – 2020. – p.p. 973-982. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1\\_103](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_103)

2. Zubkov N.N. Simulation of the Deformational Cutting and the Geometric Parameters of Pin Structures to Analyze the

Thermohydraulic Characteristics of Heat-Removal Plates / Zubkov N.N. Bityutskaya Yu.L // Russian Metallurgy (Metally) – 2018 – №13 – p.p. 1202-1207. <https://doi.org/10.1134/S003602951813027X>

3. Zubkov N. Steel Case Hardening Using Deformational Cutting. / Zubkov N., Poptsov V., Vasiliev S., Batako A.DL. // Journal of manufacturing science and engineering. Transactions of the american society of mechanical engineers. – 2018 – V. 140 – № 6. Art.no 061013. – P.8. <https://doi.org/10.1115/1.4039382>.

4. Zubkov N.N. New Method of Quench Surface Turning / Zubkov N.N. Vasil'ev S.G., Poptsov V.V. // Solid State Phenomena – 2017 – Vol. 265 – p.p. 696-701.

5. Zubkov N.N. Tool–Workpiece Interaction in Deformational Cutting / Zubkov N.N., Ovchinnikov A.I., Vasil'ev S.G. // Russian Engineering Research – 2016 – Vol. 36 – No. 3 – p.p. 209–212.

6. Petrushin S.I. Theory of constrained cutting: Chip formation with a developed plastic-deformation zone / S.I. Petrushin, A.V. Proskokov // Russian Engineering Research. – 2010. – vol. 30, № 1, pp. 45–50.

7. Кабалдин Ю.Г. Квантово-механическое моделирование деформации и разрушения срезаемого слоя при резании / Ю.Г. Кабалдин, А.М. Кузьмишина // Вестник машиностроения. – 2016. – № 4.- С. 65–71.

8. Грубый С.В. Оптимизация процесса механической обработки и управление режимными параметрами. / С.В. Грубый – Москва: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. – 149 с.

9. Грубый С.В. Расчет параметров стружкообразования и сил резания пластичных материалов / С.В. Грубый // Машины и установки: проектирование, разработка и эксплуатация. – 2017. – №1. – с. 25–37. <https://doi.org/10.24108/aplts.0117.0000058>.

10. Чаевский П.А. Оптимизация конструкции сборной прорезной фрезы / Чаевский П.А // Будущее машиностроения России. : тезисы докл. Международной конф. (Москва, 24–27 сентября 2019 г) – Москва, 2019 – С.102-105.

11. Grubyi S. V. Improving Efficiency of Machining of Grooves on Shafts of Increased Hardness Structural Steel / Grubyi S. V., Chaevskiy P.A. // Proceedings of the 5th International Conference on Industrial Engineering (ICIE 2019), Lecture Notes in Mechanical Engineering, Springer, – 2020. – p.p. 921-929. [https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1\\_98](https://doi.org/10.1007/978-3-030-22063-1_98)

12. Артамонов Е.В. Расчет и проектирование сменных режущих пластин и сборных инструментов / Артамонов Е.В., Помигалова Т.Е., Утешев М.Х.; под общей ред. Утешева М.Х. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2011. — 152 с.

13. Михайлов М.И. Экспериментальное исследование влияния систем крепления режущих пластин на жесткость сборных резцов // Механика машин, механизмов и материалов. –2016. – №1. – p.p. 92-96.

---

---

# Optimizing the Design of a Grooving Tool Plate

S.V. Gruby

Bauman Moscow State Technical University  
Moscow, Russia  
grusv@yandex.ru

P.A. Chaevsky

RITS Company, LLC  
Moscow, Russia  
pchaevskiy@mail.ru

**Abstract.** A method for optimizing the design of a shaped replaceable polyhedral plate of a grooving tool was clarified. Criteria and limit values for choosing an optimal design of the shaped groove plate were suggested. A method to apply criteria for choosing an optimal design was laid out based on example of a replaceable polyhedral plate of a given shaped profile. Common grooving tools featuring brazed plates, with a geometry compliant to GOST 18884-73, were reviewed as a basic option. A change from common grooving tools with brazed plates to using cutters with replaceable

polyhedral plates was justified. Models of a tool holder block and a replaceable polyhedral plate to process a given profile were developed. The suggested criteria allow us to define the most efficient design solution in each particular case and may be employed in various industries

**Keywords:** grooving tool, design optimization, optimization criteria, prefabricated cutter, replaceable polyhedral plate.

# Биотопливо из отходов сухой окорки лиственницы

Симкин Ю.Я.

Сибирский государственный университет науки и технологий имени академика М. Ф. Решетнева  
Красноярск, Российская Федерация  
simkin Yuriy51@mail.ru

Войнаш С.А.

Новосибирский государственный аграрный университет  
Новосибирск, Российская Федерация  
sergey\_voi@mail

**Аннотация.** В Сибири наибольшие по массе и объему сухие отходы окорки образуются из лиственницы, переработка которых затруднена из-за высокой влажности, полидисперсности, низкой механической прочности. В данной научно-исследовательской работе брикеты были получены в одноместной пресс-форме из многотоннажных отходов сухой окорки лиственницы на лабораторном прессе ГСМ-50 без применения связующих веществ и повышенных температур. Брикеты были пропиролизованы в лабораторной реторте при температуре 500 °С, была изучена их внутренняя структура и механическая прочность в зависимости от фракционного состава и давления формования. Выявлено, что мелкие частицы отходов сухой окорки находящиеся в смеси фракций оказывают незначительное влияние на механическую прочность брикетов; угли, получаемые из брикетов под давлением прессования 100 МПа не уступают по механической прочности древесным углям из стволовой древесины. Полученные из отходов сухой окорки лиственницы сибирской брикеты и угли по своим характеристикам могут быть использованы в качестве биотоплива на бытовых и промышленных топливных установках, для отопления жилых и промышленных зданий, для газогенерирующих установок, вырабатывающих газы, используемые в двигателях внутреннего сгорания, а также для производства электроэнергии на мини-ТЭЦ.

**Ключевые слова:** отходы окорки, лиственница, брикеты, пиролиз, биотопливо, прессование.

## ВВЕДЕНИЕ

В деревообработке и целлюлозно-бумажном производстве образуются отходы окорки, свойства и количество которых для многих предприятий представляют значительные сложности при утилизации. Многотоннажность отходов сухой окорки лиственницы обусловлена тем, что в Сибири на лиственницу приходится 51,4 % всех лесных ресурсов [1], а кора в лиственнице занимает до 25 % объема всего дерева. [2]. Общие реальные ресурсы древесной коры достигают в России 15–18 млн. м<sup>3</sup>. Учитывая, что в процессе окорки бревен часть древесины удаляется вместе с корой, суммарные отходы окорки этой породы древесины производятся в еще больших объемах. Так, при сухой окорке на роторных машинах содержание древесного волокна в отходах в среднем составляет 1,8 %, при окорке на барабанных машинах – до 10,3 %. После остановки Байкальского целлюлозно-бумажного комбината в 2008 году, где преимущественным сырьем являлась лиственница, на берегу озера Байкал накопилось 500000 м<sup>3</sup> отходов древесной коры [3].

Незначительное количество отходов окорки используется в качестве топлива и в сельском хозяйстве. Большая часть отходов поступает на полигоны для отходов, что приводит к загрязнению грунтовых и открытых вод продуктами разложения лиственницы и экстрактивными веществами. В то же время отходы окорки являются привлекательным видом сырья для использования в качестве топлива для бытовых и промышленных нужд [4].

В сравнении с исходным сырьем сформованное в пеллеты или брикеты топливо занимает намного меньший объем, в операциях транспортирования и перегрузки практически не пылит, долго хранится, его использование удобно в обращении. Широкое распространение получили небольшие, работающие на таком биотопливе энергетические установки, обеспечивающие теплом и электроэнергией отдельные производственные объекты, медицинские учреждения, частные дома, технические установки и хозяйственные помещения.

## ХАРАКТЕРИСТИКИ БИОТОПЛИВА НА ОСНОВЕ БРИКЕТОВ СУХОЙ ОКОРКИ

По составу горючей массы, выходу летучих веществ и температуре горения сухая кора мало отличается от древесины. По низшей теплоте сгорания сухая кора лиственницы (21, 87 МДж/кг) не уступает сухой стволовой древесине (18,9 МДж/кг) [5]. В отличие от каменного угля и нефти при сжигании древесной коры не образуются вредные сернистые соединения, загрязняющие окружающую среду, а остающаяся зола, в содержании которой много кальция, калия и фосфора, для сельского хозяйства представляет собой эффективное удобрение. Поэтому отходы окорки могут рассматриваться как многотоннажное экологичное топливо. Ограничивают промышленное применение отходов окорки ряд их свойств: высокая влажность – при сухой окорке в среднем 65 %, низкая теплотворная способность влажной коры, плохая сыпучесть, неоднородность по размерам, низкая механическая прочность: предел прочности при сжатии вдоль волокон коры лиственницы – 3,8 МПа, древесины лиственницы – 70,5 МПа [6]. Использование таких отходов в первоначальном виде в бытовых и промышленных устройствах различного типа для сжигания топлива и в логистике представляет значительную сложность.

Из анализа химического состава следует, что кора лиственницы по содержанию компонентов существенно отличается от древесины. Так, лигнина в коре содержится 40–50 %, в древесине значительно меньше – 28–30 %, целлюлозы, соответственно, в коре лиственницы – 25 %, в древесине – 40 %, минеральных компонентов в коре хвой-

ных пород – 2,1–2,4 %, в древесине – 0,5–1,1 % [7]. Кора также содержит вещества, которых нет в древесине. Например, суберина в коре содержится 2,5–3,5 %. В связи с этим, химический состав отходов окорки зависит от содержания в них коры и древесины. Присутствие в коре лигнина, обладающего связующими свойствами, в количестве в 1,7 раза большем, чем в древесине, придает ей преимущество в процессах формирования кусковых материалов.

Наибольшие затруднения вызывают гранулометрический состав и механическая прочность отходов сухой окорки, которую обуславливает анатомическое строение коры рис. 1.

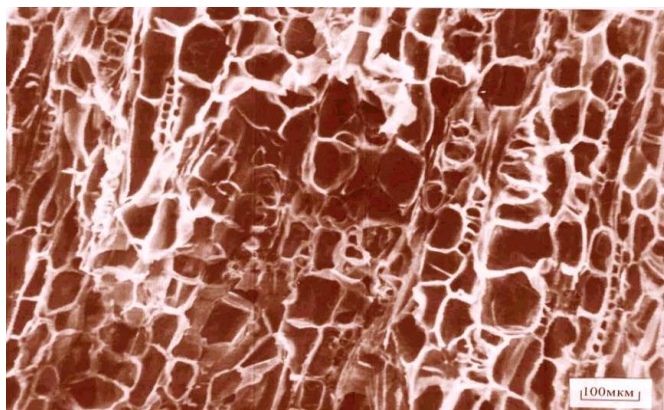


Рис. 1. Микрофотография поперечного среза коры лиственницы сибирской

На левой части выполненного на электронном микроскопе РЭМ-100У снимка отчетливо прослеживаются занимающие основное пространство сечения слои вытянутых пробковых клеток феллемы, имеющих непрочные тонкие стенки и являющихся составной основной частью коры. В лубяной части коры – флоэме (правая часть снимка) значительное пространство среза занимают паренхимные крупные клетки с размерами до 100–150 мкм. Между паренхимными клетками располагаются отдельные ряды по 4–12 в ряд мелкие ситовые клетки с размерами поперечно-го сечения 15–40 мкм. [8].

Основные прочностные свойства коре придают каменные клетки и лубяные волокна. Слабую механическую прочность коре и отходам окорки обуславливает наличие в ее структуре большого количества непрочных клеток. Снижая в коре объемный процент содержания малой прочности ситовидных и пробковых клеток, и тем самым, увеличивая содержание прочных каменных клеток, можно повысить прочность отходов окорки.

Большинство проблем по энергетическому использованию отходов сухой окорки могут решить рациональные подготовительные мероприятия, такие как подсушка и брикетирование [9,10]. Приведение таких отходов в удобный для использования и транспортировки однородный по размерам кусковой материал, не содержащий пыли и посторонних включений, значительно повышает их привлекательность в обращении, расширяет возможности использования в качестве сырья [11,12]. Прежде всего, увеличивается коэффициент загрузки транспортных средств, топливного оборудования и улучшается культура производства

Высокая дисперсность отходов, образующихся на целлюлозно-бумажных предприятиях при сухой окорке, может оказывать существенное влияние на процесс прессования и свойства получаемых брикетов [13, 14]. В исследованиях использовались отходы сухой окорки древесины лиственницы сибирской Селенгинского целлюлозно-картонного комбината. В табл. 1 представлен фракционный состав этих отходов.

Таблица 1

Фракционный состав отходов сухой окорки лиственницы сибирской

№ п/п фракций	Размер частиц, мм	Содержание, % мас.
1	меньше 1	10
2	1–4	15
3	5–10	57
4	11–20	8
5	больше 20	10

Полидисперсность отходов окорки обусловлена присутствием фракций значительной части отходов (43 %) , отличающихся размерами от основной (5–10 мм). Фракции 1–4 мм : 5–10 мм : 11–20 мм с незначительными отличиями соотносятся как 1 : 4 : 0,5. Технологичной можно считать суммарную фракцию размерами меньше 20 мм, которая составляет около 90 % отходов окорки.

#### БИОТОПЛИВО НА ОСНОВЕ БРИКЕТОВ ИЗ ОТХОДОВ СУХОЙ ОКОРКИ

Для брикетирования отбиралась фракция менее 20 мм. Сырье подсушивалось перед прессованием до влажности 10–14 %. Брикеты из отходов сухой окорки получали в одноместной пресс-форме на прессе ГСМ-50, рис. 2. Высокое содержание лигнина в коре позволяет осуществлять брикетирование отходов окорки лиственницы при давлении прессования 60 МПа и выше без повышенных температур и использования связующих веществ. Для большинства серийных брикетировочных прессов штемпельных, валковых и экструзионных обычное давление прессования составляет 100 МПа [15–17].



Рис. 2. Брикеты из отходов сухой окорки лиственницы

Высота брикетов составляет 18–25 мм, диаметр – 37,5 мм. Кроме коры в состав брикетов входят также включения древесных волокон, попадающие в кору при окорке.

Низшая теплотворная способность брикетов составляет 20–21 МДж/кг.

На изображении среза брикета рис.3, выполненного при увеличении в 500 раз показаны значительные изменения в анатомическом строении (микроструктуре), происходящие в процессе прессования отходов сухой окорки.

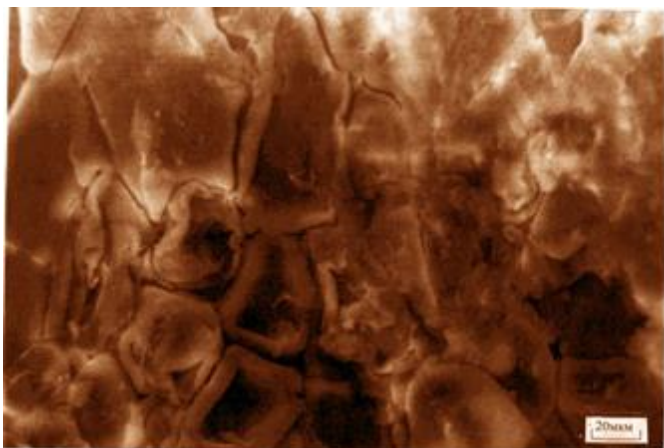


Рис. 3. Микрофотография поперечного среза брикета отходов окорки лиственницы сибирской

На снимке наблюдаются сохранившиеся при прессовании каменные клетки и сплошная масса, состоящая из разрушенных и спрессованных оболочек ситовидных и крупных паренхимных клеток. При таких изменениях в процессе прессования структуры отходов окорки существенно изменяются их свойства. Так, кажущаяся плотность брикетов, полученных из отходов окорки составляет 830–930 кг/м<sup>3</sup>, а коры лиственницы влажностью 15 % в среднем – 430 кг/м<sup>3</sup> [2]. Сохранившиеся внутренние полости неразрушенных каменных клеток в процессе сжигания брикета способны обеспечивать проникновение в его глубину газообразных окисляющих веществ и вывод из него продуктов сгорания.

В слоевых процессах сжигания топлива и процессах транспортировки кускового сырья существенное влияние оказывают его прочностные свойства. Прочность коры лиственницы на сжатие составляет около 4,0 МПа [2]. Механическую прочность брикетов определяли методом раздавливания образцов на прессе ГСМ-50 с фиксируемой нагрузкой. Прочность на истирание (барабанная проба) определялась по общепринятой методике [18]

Также было изучено влияние на прочность брикетов фракционного состава отходов окорки. Для брикетирования была отобрана фракция менее 20 мм. Из отходов сухой окорки, по представленным в табл. 1 результатам изучения фракционного состава, были выделены в соотношении 1:4:0,5 три группы: I (мелкая) 0–4 мм, II (средняя) 5–10 мм, III (крупная) 11–20 мм, а также четвертая IV - неразделенная смесь всех групп I+II+III.

По данным, приведенным в табл. 2, полученные из отходов окорки крупной фракции брикеты обладают наибольшими прочностными характеристиками на истирание и на сжатие. У брикетов, полученных из разных фракций отходов окорки кажущаяся плотность различна. Так, у брикетов, полученных из крупной фракции при давлении прессования 100 МПа, кажущаяся плотность

составляет 920–940 кг/м<sup>3</sup>, из средней фракции – 870–890 кг/м<sup>3</sup>, из мелкой фракции – 830–845 кг/м<sup>3</sup>.

Таблица 2

Влияние фракционного состава отходов окорки на механическую прочность брикетов

Прочность брикетов	Группа фракций			
	I	II	III	IV
На сжатие, МПа.	39	43	47	46
На истирание, %	80	86	91	87

У брикетов, полученных из разных фракций отходов окорки кажущаяся плотность различна. Так, у брикетов, полученных из крупной фракции при давлении прессования 100 МПа, кажущаяся плотность составляет 920–940 кг/м<sup>3</sup>, из средней фракции – 870–890 кг/м<sup>3</sup>, из мелкой фракции – 830–845 кг/м<sup>3</sup>. Данные зависимости прочности брикетов отходов окорки от давления прессования на истирание и сжатие представлены в табл. 3.

Таблица 3

Влияние давления прессования на механическую прочность брикетов

Прочность брикетов	Давление прессования, МПа.					
	60	100	150	200	250	300
На сжатие, МПа.	31	47	50	52	53	54
На истирание, %.	80	83	85	89	91	91

Приведенные результаты показывают, что брикеты, полученные из отходов окорки, по сравнению с исходной корой обладают прочностью на сжатие в 8–14 раз больше, при этом плотность брикетов всего в 1,9–2,2 раза превышает плотность коры. Такое увеличение прочности в сравнении с изменением плотности объясняется уменьшением объёма прессуемого материала за счёт разрушения слабых клеток, воздействием сил межмолекулярных связей внутри брикетов и появлением там же новых связей за счет пластификации лигнина.

Брикеты из отходов сухой окорки лиственницы можно сжигать в домашних печах и каминах, использовать для отопления железнодорожных вагонов и объектов жилищно-коммунального хозяйства, использовать в газогенераторных установках [19, 20].

Реальные возможности организации промышленной подготовки к сжиганию брикетированных отходов сухой окорки лиственницы имеются в местах их скопления на сибирских предприятиях целлюлозно-бумажного производства, лесопиления, фанерного производства и на нижних складах леспромхозов.

## БЕЗДЫМНОЕ БИОТОПЛИВО НА ОСНОВЕ БРИКЕТОВ СУХОЙ ОКОРКИ

Металлургический кокс, древесный уголь, брикеты, изготавливаемые со связующими веществами из древесного угля и прошедшего предварительную термическую обработку ископаемого угля, в своей структуре практически не содержат образующихся при сгорании смолообразующих компонентов. Горение таких видов топлива даже в бытовых устройствах происходит без выделения видимых дымовых газов, как при сгорании дров или ископаемых углей. Выделяющиеся газы от сгорания такого топлива не содержат таких вредных веществ как бенз(а)пирен и сажа.

С целью получения бездымного топлива брикеты из отходов сухой окорки лиственницы сибирской были пропиролизованы в лабораторной реторте со скоростью нагрева 2 °С/мин до температуры 500 °С с последующей выдержкой при этой температуре в течение одного часа.

Выходы продуктов пиролиза составили: пиролизованных брикетов (угля) – 29 %, смолы – 13 %, пиролизной воды – 21 %, неконденсированных газов – 22 %, физической влаги – 12 %. Содержание нелетучего углерода в пиролизованных брикетах – 82,5 %, летучих веществ – 12 %, золы – 5,5 %. Угли, полученные из брикетов, сохраняют исходную форму, рис. 4. Их размеры: высота – 12–17 мм, диаметр — 32,5 мм, соответствуют размерам отдельных кусков древесных углей, используемых в промышленности и технологиях слоевых процессов сжигания кускового бездымного углеродного топлива



Рис.4. Пиролизованные брикеты из отходов сухой окорки лиственницы

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. В Сибири наибольшие по массе и объему отходы сухой окорки образуются из лиственницы, переработка которых затруднена из-за высокой влажности, полидисперсности, низкой механической прочности.

2. Отходы сухой окорки лиственницы фракции менее 20 мм влажностью 10–15 % брикетируются без применения связующих веществ и повышенных температур при давлениях прессования серийных прессов.



Рис. 5. Энергетическое использование брикетированных отходов сухой окорки лиственницы сибирской

5. Механическая прочность углей, получаемых из брикетов отходов сухой окорки под давлением прессования 100 МПа, превышает механическую прочность древесных углей из стволовой древесины лиственницы на сжатие в 2,6–6,5 раза, на истирание – в 1,4 раза.

3. Мелкие частицы отходов сухой окорки, находящиеся внутри фракции менее 20 мм, оказывают незначительное влияние на механическую прочность брикетов

4. В процессе брикетирования отходов сухой окорки в структуре брикетов остаются неразрушенными каменные клетки, а разрушение и уплотнение механически непрочных ситовых и паренхимных клеток коры приводит к возрастанию плотности брикетов в 1,9–2,1 раза, механической прочности в 8–12 раз.

По механической прочности уголь из брикетов отходов сухой окорки превышает показатели древесных углей и в отличие от них сохраняет одинаковую прочность при сжатии во всех направлениях. Так, прочность на сжатие по длине древесного волокна углей, полученных при температуре 500 °С из древесины лиственницы 7–10 МПа, в радиальном направлении 4–6 МПа; [21]; пиролизованных брикетов во всех направлениях – на уровне 20–25 МПа. Данное обстоятельство вполне позволяет использовать такое топливо в слоевых методах сжигания в топках и газогенераторах.. Теплота сгорания углей из брикетов составляет 27–30 МДж/кг. Состав дымовых газов от сгорания этих углей не отличается от состава дымовых газов от сгорания древесного угля.

Брикеты из отходов окорки и угли, получаемые из них, удобны при транспортировке и в обращении, и могут эффективно использоваться в качестве биотоплива в бытовых и промышленных установках слоевого сжигания, при отоплении жилых и производственных зданий для выработки газа, используемого в двигателях внутреннего сгорания и при получении электроэнергии в мини-ТЭЦ. Пиролизованные брикеты из отходов окорки подвержены хранению наравне с древесным углем, имеют преимущество в сравнении с ним за счет большей механической прочности и также могут использоваться в качестве экологического топлива в приготовлении мясных и рыбных блюд. Получение и использование брикетов из отходов сухой окорки лиственницы и углей из них в качестве биотоплива рекомендуется осуществлять по следующей схеме рис. 5.

6. Брикеты из отходов окорки и угли, получаемые из них, в сравнении с исходным сырьём удобны при транспортировке и в обращении, могут эффективно использоваться в качестве биотоплива в бытовых и промышленных установках слоевого сжигания, при отоплении жилых и про-



изводственных зданий, для вырабатывания в газогенераторных установках газогенераторных установках топливных газов, используемых в двигателях внутреннего сгорания и при получении электроэнергии в мини-ТЭЦ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Антипенко Т.А. Справочник лесничего / Т.А. Антипенко, Л.А. Берснева, И.А. Вуколова и др // Под общ. ред. А.Н. Филипчука. – М.: ВНИИЛМ, 2003. – 641с.
2. Житков А.В. Утилизация древесной коры / А.В. Житков – М.: Лесн. пром-сть, 1985. – 136 с.
3. К заседанию Межведомственной комиссии по вопросам охраны озера Байкал – URL: [http://www.geol.irk.ru/baikal/baikal/baikal\\_law\\_fulfilment/mv/k050609/infdocs/quest1.pdf](http://www.geol.irk.ru/baikal/baikal/baikal_law_fulfilment/mv/k050609/infdocs/quest1.pdf) (дата обращения 24.01.2020).
4. McKendry P. Energy production from biomass (part1): overview of biomass. / P. McKendry // *Biores Technol.* – 2002. – Vol. 83. – P. 37–46.
5. Боровиков А.М., Уголев Б.Н. Справочник по древесине М.: Лесн. пром-сть, 1989. – 296 с.
6. Головков С.И. Энергетическое использование древесных отходов / С.И. Головков, И.Ф. Коперин, В.И. Найденов. – М.: Лесн. Пром-сть, 1987. – 224 с.
7. Цывин М.М. Использование древесной коры. / М.М. Цывин – М.: Лесн. пром-сть, 1973. – 96 с.
8. Фенгел Д. Древесина (химия, ультраструктура, реакции. / Д. Фенгел, Г. Вегенер // под ред. А.А. Леоновича. – М.: Лесн. Пром-сть, 1988. – 512 с.
9. Lehtikangas P. Quality properties of pelletised sawdust, logging residues and bark. / P. Lehtikangas // *Biomass & Bioenergy.* – 2001. – Vol. 20. – P. 351–360.
10. Suwinarti W. Production of high-calorie energy briquettes from bark waste, plastic and oil / W. Suwinarti, R. Amirta, Yuliansyah // 1st International Conference on Tropical Studies and Its Application (ICTROPS) IOP Publishing IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science (Samarinda Mulawarman University, Indonesia, April, 2018). – Samarinda, 2018. – P. 1–6. DOI:10.1088/1755-1315/144/1/012034.
11. Hodolic J. Briquetting of biomass and environmental engineering / J. Hodolic., Dj. Vukelic, B. Agarski, C. Hudjik // *Quality Festival 2007: Proceedings 2. Conference About*

Quality of Life. (Kragujevac: Center for Quality – Faculty for Mechanical Engineering, May, 2007). – Kragujevac, 2007. – P. 8–11.

12. Luengo C.A. Wood briquette torrefaction / C.A. Luengo, F.F. Felfli, J.A. Suarez, P.A. Beaton // *Energy for Sustainable Development.* – 2005. – Vol. IX, is 3. – URL: <http://www.fac.uo.edu.cu/fim/files/2013/10/7-Wood-briquettes-torrefaction.pdf> (дата обращения 24.01.2020).

13. Mitchual S.J. Effect of species, particle size and compacting pressure on relaxed density and compressive strength of fuel briquettes / S.J. Mitchual, K.F. Mensah, D.A. Nicholas // *International Journal of Energy and Environmental Engineering.* – 2013. – Vol. 4, is 30. – P. 1–6.

14. Myuller O.D. Elastoplastic Deformation of Fine\_Grain Media / O.D. Myuller, V.I. Melekhov, V.I. Malygin // *Russian Engineering Research.* – 2015. – Vol. 35, is 12. – P. 911–918.

15. Krizan P. Shape of Pressing Chamber for Wood Biomass Compacting / P. Krizan, D. Vukelic // *International Journal for Quality research.* – 2008. – Vol. 2, is 3. – P. 193–197.

16. Chaiyaomporn K. Fuel pellets production from biodiesel waste / K. Chaiyaomporn, O. Chavalparit // *Environment Asia.* – 2010. – Vol. 3, is 1. – P. 103–110.

17. Matus M. Modularity of pressing tools for screw press production solid biofuels / M. Matus, P. Krizan // *Acta Polytechnica.* – 2012. – Vol. 52, is. 3. – P. 71–76.

18. Брикетты угольные. Методы определения механической прочности. ГОСТ 21289-75. – М.: Издательство стандартов, 1986. 6 с.

19. Arena U. Process and technological aspects of municipal solid waste gasification. / U. Arena // *A review Waste Manag.* – 2012. – Vol. 32. – P. 625–639.

20. Brandy S. Zero waste biodiesel: Using glycerin and biomass to create renewable energy UCR / S. Brandy, K. Tam, G. Leung, C. Salam / *Undergraduate Research Journal*, vol. II, 2008, pp. 5–11.

21. Сорокина Г.И. Свойства и получение углеродистого восстановителя из лесосечных отходов лиственницы сибирской: автореф. дис. канд. техн. наук. – Рига, 1985. – 21 с.

## Biofuel Produced from Wastes of Larch Dry Debarking

Simkin Yu. Ya.

Safety of Life department,  
Siberian State University of Science and Technology  
Krasnoyarsk city, Russian Federation  
simkin Yuri51@mail.ru

Voinash S. A.

Research part, Novosibirsk State Agrarian University)  
Novosibirsk State Agrarian University (NSAU)  
Novosibirsk city, Russian Federation  
sergey\_voi@mai.ru

**Abstract.** In Siberia, the largest by weight and volume of dry debarking waste is formed from larch, the processing of which is difficult due to high humidity, polydispersity, low mechanical strength. In this research work, briquettes were obtained in a single-seated mold from large-tonnage waste dry debarked larch

on the GSM-50 laboratory press without the use of binders and elevated temperatures. Briquettes were pyrolyzed in a laboratory retort at a temperature of 500 °C, their internal structure and mechanical strength were studied depending on the fractional composition and molding pressure. It was revealed that small

---

---

particles of dry debarking waste contained in the mixture of fractions have little effect on the mechanical strength of the briquettes; the coals obtained from briquettes under a pressing pressure of 100 MPa are not inferior in mechanical strength to charcoals from stem wood. The characteristics of briquettes and coals obtained from the dry debarks of Siberian larch are fit to

be used as biofuels in domestic and industrial fuel plants, for heating residential and industrial buildings, for gas generating plants that produce gases used in internal combustion engines, as well as for production electricity at a mini-CHP.

*Keywords:* waste debarking, larch, briquettes, pyrolysis, biofuel, press molding.

---

# Напряжённое состояние пластиковых штампов, изготовленных 3D-печатью, при гибке тонколистового алюминия

Аксенов Л.Б., Кононов И.Ю., Колбасников Н.Г.

Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого

Санкт-Петербург, Россия

l\_axenov@mail.spbstu.ru , konn4@yandex.ru , nikolay.kolbasnikov@gmail.com

**Аннотация.** В работе рассмотрены проблемы и перспективы формовки тонколистовых заготовок с применением пластиковых штампов, изготовленных 3D-печатью. При этом объединяются положительные свойства пластика и 3D печати. Экспериментально определены механические характеристики пластикового материала. На основе компьютерного моделирования установлена зависимость, между углом гибки заготовки и напряжениями, возникающими в бойках. В результате анализа результатов компьютерного моделирования и физического эксперимента получено значение предельной толщины заготовки из алюминиевой 3003, при гибке которой отсутствует пластическая деформация пластикового инструмента. Применение пластиковых штампов не требует смазки. Технология листовой штамповки с использованием пластикового инструмента с наибольшей эффективностью может быть реализована в условиях единичного и мелкосерийного производства.

**Ключевые слова:** пластиковые штампы, 3D печать, тонколистовая гибка, алюминий 3003, компьютерное моделирование, пластическая деформация, толщина заготовки

## ВВЕДЕНИЕ

Эластичные среды в листоштамповочном производстве уже давно нашли широкое применение [1-3]. В качестве таких сред используются резина, полиуретан, жидкость и другие материалы. Штамповка эластичными средами имеет ряд преимуществ, так как в её структуре предусматривается использование универсальной технологической оснастки. Именно значительное конструктивное упрощение, снижение металлоемкости и стоимости технологической оснастки являются основным достоинством этого метода штамповки. При этом эластичная среда используется только как один из двух формообразующих инструментов. Современные АБС-пластики способны успешно заменить в различных областях, резину, металл и керамику. Полезные свойства АБС пластика это термическая стойкость, жесткость, износостойкость, нетоксичность, высокая размерная стабильность. Технологией изготовления пластикового штампового инструмента может являться печать на 3D-принтере, что существенно изменяет традиционный процесс подготовки штампового производства.

Достижения 3D-печати в металлообработке не так широки, но одно из первых успешных применений в изготовлении штампов было достигнуто уже более 20 лет назад [4]. Роль аддитивных технологий является важной и

перспективной частью проектирования и производства продукции с использованием технологий металлообработки [5-8]. При операциях тонколистовой штамповки инструмент, изготовленный методами 3D-печати, в некоторых случаях способен заменить металлические инструменты. Существуют свидетельства того, что использование 3D-печати способно на 80% сократить время, затрачиваемое на разработку и изготовление оснастки, и снизить стоимость оснастки на 70% [9-11].

Большое внимание этому процессу уделяется в автомобилестроении в производстве уникальных запасных частей и индивидуальном тюнинге автомобилей [12,13]. Интересным является использование пластикового инструмента для листовой гидроформовки деталей в авиационной промышленности [14]. Тем не менее, область возможного применения пластикового инструмента в штамповочном производстве только начинает определяться.

Использование 3D-печати для совершенствования процессов проектирования штамповки может быть успешно осуществлено уже на современном этапе развития технологии 3D-печати. Так, можно печатать модели штампов и использовать их для физического моделирования процессов с определенным коэффициентом геометрического сходства с целью определения деформации металла при штамповке, а также для проверки адекватности методов компьютерного моделирования [15]. В этом случае стоимость и время проведения физического моделирования значительно снижаются по сравнению с использованием металлического инструмента, который выполнен традиционными способами.

В настоящей работе определяются возможность и границы применения 3D-печатных пластиковых штампов для холодной гибки тонколистового алюминия.

## МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Операции листовой штамповки очень многочисленны и, используя их, можно производить изделия самой разнообразной формы (Рис. 1а). При этом наиболее распространенной операцией является операция угловой (или V-образной) гибки (Рис. 1б), которая в той или иной мере присутствует при изготовлении большой номенклатуры деталей.

Для изготовления пластиковой штамповой оснастки был выбран специализированный 3D-принтер, который относится к группе принтеров послойного наплавления (FDM) Prusa i3 [16].

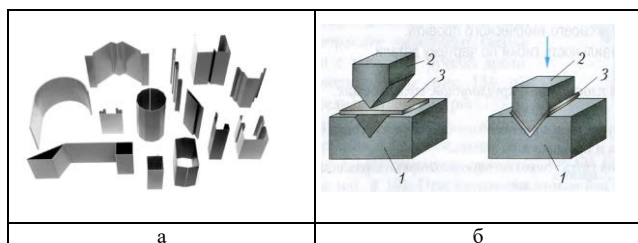


Рис. 1. Примеры деталей изготовленных технологией гибки тонкого листа (а) и процесс угловой гибки (б)

В работе использованы следующие параметры печати принтера:

- печать пластиком: акрилонитрилбутадиенстирол [17];
- разрешение печати по осям X и Y, зависящее от диаметра сопла экструдера – 0,3 мм;
- разрешение печати по вертикальной оси Z (толщина слоя) – 0,2 мм;
- скорость печати мм/с – 30 мм/с;
- температура экструдера – 245 °С;
- температура подогревающего стола – 110 °С.

Для работы на принтере дополнительно использовался программный продукт с открытым исходным кодом «Slic3r», позволяющий генерировать совместимый G-Code для работы на принтере.

Для получения механических характеристик пластикового инструмента с целью их использования при последующем моделировании процесса гибки проводилось испытание на растяжение по международному стандарту для пластиковых образцов ASTM D638-14 (Рис. 2а). Испытание осуществлялось на термомеханической системе физического моделирования Gleeble 3800 с модулем Pocket Jaw (рис 2 б), предназначенных для испытаний по схеме одноосного растяжения деформирующим усилием до 100 кН.

В результате обработки экспериментальных данных были определены предел текучести пластика равный  $41 \pm 2$  МПа, модуль упругости  $2,4 \pm 0,15$  ГПа и коэффициент Пуассона –  $0,39 \pm 0,1$ .

Для определения напряжений, возникающих в штампах при тонко листовой гибке, использовалось компьютерное моделирование в программном комплексе Simufact.forming [18]. В качестве материала заготовки был выбран алюминий AISI 3003 [19]. В расчетах использовались модели пластиковых штампов с формообразующим профилем  $60^\circ$  (рис.3а), а также  $90^\circ$  (Рис. 3б) и  $120^\circ$ . Примеры построения сеток конечных элементов для верхнего, нижнего штампов и заготовки показаны на рис.3б. На рисунке толщина заготовки непропорционально увеличена с целью показа сетки конечных элементов.



Рис. 2. Пластиковые образцы (а), использованные в эксперименте, и рабочая зона Gleeble 3800 с модулем Pocket Jaw (б)

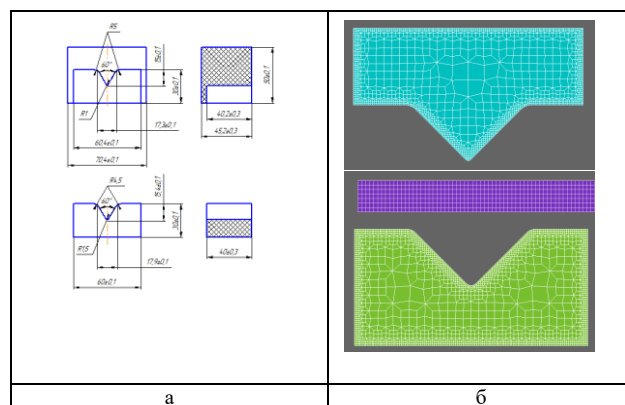


Рис. 3. Эскиз набора пластикового инструмента для угловой гибки (а) и их конечно-элементные модели (б)

Распределение интенсивности напряжений в штампах при гибке заготовки толщиной 0,5 мм и углом профиля зуба  $60^\circ$ ,  $90^\circ$  и  $120^\circ$  представлено на рис.4. Характерными зонами с наибольшими значениями интенсивности напряжений являются: вершина верхнего бойка, а на нижнем бойке зоны, прилегающие к этой вершине.

Для этих зон были построены графики зависимости интенсивности напряжений от толщины формируемой заготовки (Рис. 5). Расчеты показали, что вне зависимости от геометрии инструмента интенсивность напряжений в верхнем штампе всегда больше соответствующей величины в нижнем штампе. Полученные зависимости также показывают, что при увеличении угла профиля бойков величина максимальной интенсивности напряжений в них снижается незначительно. Соответственно увеличивается толщина заготовки, которая может быть деформирована без пластической деформации пластикового инструмента. Это условие может быть записано в виде:  $\sigma_1 < \sigma_s$ , где  $\sigma_1$  - интенсивность напряжения в исследуемой области бойка;  $\sigma_s$  - предел пластичности пластика.

Было определено, что для гибки в штампах с углом профиля  $60^\circ$  допустимо использование заготовки толщиной до 0,4 мм, для  $90^\circ$  – 0,5 мм, и для  $120^\circ$  – 0,55 мм. Значительное влияние на величину напряжений оказывает радиус закругления бойков. В использованных бойках значение этого радиуса составляло 1,5 мм и это минимальное значение, которое можно получить на использованном 3D-принтере. При большем радиусе напряжения будут снижаться, а толщина обрабатываемой заготовки может быть увеличена.

Однако важным является установления факта, что толщина заготовки из алюминия 3003 изгибаемой в штампах из АБС пластика может достигать 0,5.

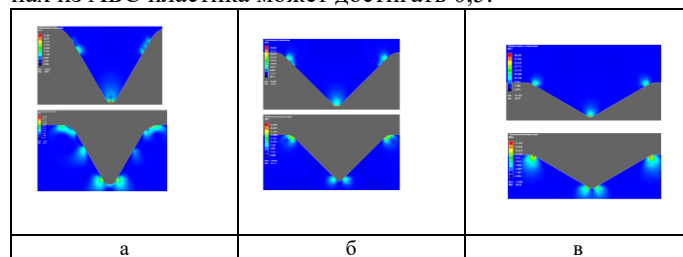


Рис. 4. Распределение интенсивности напряжений при гибке алюминиевой полосы толщиной 0,5 мм в угловых пластиковых штампах (а -  $60^\circ$ ; б –  $90^\circ$ ; в –  $120^\circ$ )

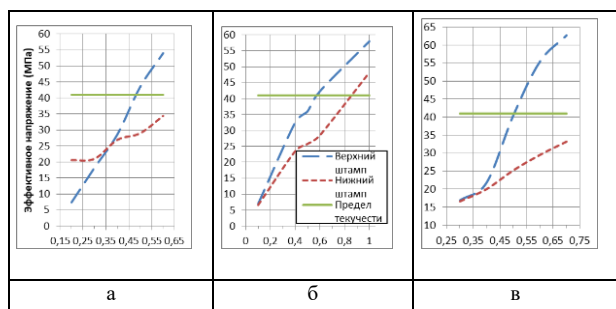


Рис. 5. Зависимости максимальных значений интенсивности напряжений от толщины заготовки при разных углах гибки (а -60°; б-90°; в-120°)

Для физических экспериментов были напечатаны на 3D принтере три комплекта пластиковых штампов с углами профиля 60, 90, 120 градусов. Также был подготовлен листовый материал для заготовок из отожженного алюминия 3003. Испытания проводились на гидравлическом прессе с использованием трёх видов штампов и с разными толщинами заготовок, начиная с толщины 0,1 мм. В каждом опыте последовательно увеличивали толщину заготовку на 0,1 мм до тех пор, пока не появлялась пластическая деформация одного из бойков. Таким образом, была определена максимальная толщина алюминиевой заготовки, которая может быть деформирована в штампе, с заданным углом гибки без пластической деформации бойков (Рис. 6).

Испытания показали, что пластическая деформация пластикового инструмента наступает при большей толщине изгибаемой заготовки (Рис. 6.), чем показало компьютерное моделирование. Однако разница эта находится в пределах +0,1 мм, т.е. весьма незначительна, и ее можно не принимать во внимание, учитывая также то обстоятельство, что момент появления пластических деформаций в инструменте зафиксировать визуально очень трудно, а толщина листовых заготовок изменялась дискретно на 0,1 мм. На боковой поверхности пластиковых бойков наблюдаются области выпучивания пластика, обусловленные дефектами 3D-печати и не связанные с процессом гибки. Износ бойков возникает в после гибки нескольких десятков заготовок.

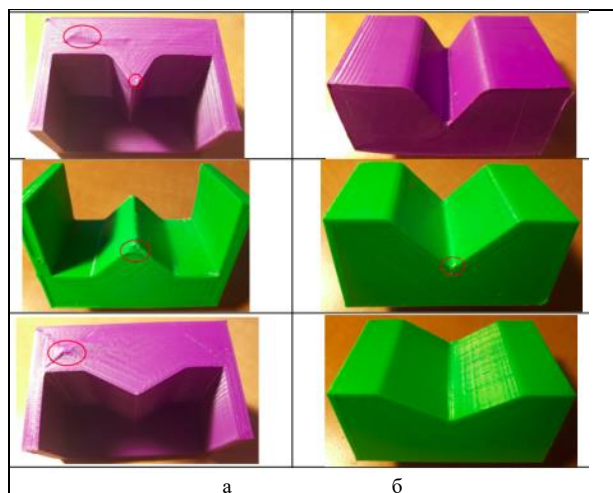


Рис. 6. Пластические деформации верхнего (а) и нижнего (б) пластиковых бойков при угловой гибке

## Выводы

- На примере операции операции угловой гибки показано, что пластиковый инструмент, изготовленный методом 3D-печати, может успешно использоваться для гибки листового алюминия AISI 3003.
- При толщине заготовок до 0,5 мм интенсивность напряжений в инструменте не превышают предела текучести материала инструмента, пластиковые бойки пластически не деформируются и не разрушаются, и обладают достаточной износостойкостью.
- Смазка пластиковых бойков не требуется, так как они обладают антифрикционными свойствами.
- Технология листовой штамповки с использованием пластикового инструмента наиболее эффективно может быть использована в условиях единичного и мелкосерийного производства.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Исаченков Е.И. Развитие технологических процессов штамповки эластичными и жидкостными средами // - Кузнечно-штамповочное производство. – 1981. - № 9.
2. Глушечков В.А. Специальные виды штамповки. Часть 1. Штамповка эластичными средами: учеб. пособие / В.А. Глушечков. - Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008,- 72 с.: ил.
3. M. Liewald, J. H. C. de Souza, (2008), New developments on the use of polymeric materials in sheet metal forming, *Production Engineering Research and Development*, Vol. 2 No. 1, pp. 63-72.
4. P. Gupta, J. Lee, Rapid prototyping in die manufacturing// The Society of manufacturing Engineers Conference. - California, pp. 11-13, (1993).
5. М.А. Зленко, А.А. Попович, И.Н. Мутьлина, "Аддитивные технологии в машиностроении", Изд-во СПбПУ, с. 66, (2013).
6. S. Henshaw "What is 3D printing?". Электронный ресурс: <http://3dprinting.com/what-is-3d-printing/> (Дата обращения 03.03.2019).
7. J. Excell, "The rise of additive manufacturing", The Engineer. Электронный ресурс: <http://www.theengineer.co.uk/in-depth/the-big-story/the-rise-of-additive-manufacturing/1002560.article> (Дата обращения: 02.02.2019).
8. A. Rosochowski, A. Matuszak, Rapid tooling: the state of the art// *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 106, No. 1/3, pp. 191-198, (2000).
9. Z.H. Du, C.K. Chua, Y.S. Chua, K. G. Loh-Lee, S. T. Lim, Rapid sheet metal manufacturing// Part 1: indirect rapid tooling, *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 19 No. 1, pp. 411-417, (2002).
10. C M. Cheah, C.K. Chua, C.W. Lee, S T. Lim, K.H. Eu, L.T. Lin, Rapid sheet metal manufacturing, Part 2: direct rapid tooling// *Advanced Manufacturing Technology*, Vol. 19 No. 7, pp. 510-515, (2002).
11. P.C. Collins, C.V. Haden, I. Ghamarian, B.J. Hayes, T. Ales, G. Penso, V. Dixit, G. Harlow. Progress Toward an Integration of Process–Structure–Property–Performance Models for “Three-Dimensional (3-D) Printing” of Titanium Alloys, *JOM*, Vol. 66, No. 7, pp. 1299-1309, (2014).

---

12. I. Durgun, Sheet metal forming using FDM rapid prototype tool, *Rapid Prototyping Journal*, No. 21/4, pp. 412–422, (2015).

13. G. Leacock, G. Cowan, M. Cosby, G. Volk, D. McCracken, D. Brown, "Structural and Frictional Performance of Fused Deposition Modelled Acrylonitrile Butadiene Styrene (P430) with a View to Use as Rapid Tooling Material in Sheet Metal Forming", *Key Engineering Materials*, Vol. 639, pp. 325-332, (2015).

14. Stratasys Ltd., "Metal Hydroforming 3D Printing for Forming Tools", Электронный ресурс: <http://www.stratasys.com/solutions/additive-manufacturing/tooling/metal-hydroforming> (Дата обращения: 02.03.2019).

15. Кононов И.Ю., Аксенов Л.Б. Использование пластиковых штампов, изготовленных 3D печатью, в обра-

ботке металлов давлением. Заготовительные производства в машиностроении (Кузнечно-штамповочное, литейное и другие производства), №9, с. 22-24, (2016).

16. J. Prusa, "Prusa i3 Documentation", Электронный ресурс: [http://reprap.org/wiki/Prusa\\_i3](http://reprap.org/wiki/Prusa_i3) (Дата обращения: 02.02.2019).

17. REC® LLC, "Acrylonitrile butadiene styrene properties", Электронный ресурс: <http://www.rec3d.ru> (Accessed 27.10.2017).

18. Simufact Simulation of Manufacturing: Simufactforming. Электронный ресурс: <https://www.simufact.com/module-hot-forging.html> . (Дата обращения: 05.10.2019).

19. J. Gilbert Kaufman, "Properties of Aluminum Alloys: Tensile, Creep, and Fatigue Data at High and low temperatures", ASM International®, 305 p.

## Stress State of 3D-Printed Plastic Dies at Thin-Sheet Aluminum Bending

Aksenov L.B., Kononov I.Y., Kolbasnikov N.G.  
Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University  
St. Petersburg, Russia  
[l\\_axenov@mail/spbstu.ru](mailto:l_axenov@mail/spbstu.ru)

**Abstract.** The paper deals with the problems and prospects of forming thin-sheet blanks using plastic dies made by 3D printing. This combines the positive properties of plastic material and 3D printing. The mechanical characteristics of the plastic were determined experimentally. On the basis of computer modeling, the dependence between the angle of bending the blank and the stresses arising in the dies is established. As a result of computer simulation and physical experiment, the value of the maximum thickness of the aluminum blank is obtained, when bending

which there is no plastic deformation of the plastic tool. The use of plastic dies does not require lubrication. The technology of sheet bending using a plastic tool can be implemented with the greatest efficiency in single and small-scale production.

**Keywords:** plastic dies, 3D printing, aluminum 3003, sheet bending, computer modeling, plastic deformation, blank thickness.

# Моделирование технологии измельчения волокнистых материалов в процессе получения

Валишина З.Т., Косточко А.В.

ФГБОУ ВО «Казанский национальный исследовательский технологический университет»  
Казань, Россия  
zimvall@yandex.ru

Саешиин А.А.

ФКП «Государственный научно-исследовательский институт химических продуктов»  
Казань, Россия  
aidar.saetschin@yandex.ru

**Аннотация.** Проведен комплексный и систематический анализ большого объема экспериментальных данных и с учетом имеющихся литературных сведений выявлен механизм процесса измельчения волокон нитратцеллюлозных материалов. Полученные результаты представляют как научный, так и практический интерес, поскольку технологические и реологические свойства целевой продукции зависят от качества и характера измельчения волокнистых материалов. Сочетание современных методов исследования степени дисперсности, фракционного состава, а также структуры волокнистых материалов в процессе измельчения, знания характера обработки волокон в различных размалывающих агрегатах позволяют интенсифицировать технологию измельчения на основе созданной оригинальной технологической схемы процесса измельчения.

Проведено моделирование процесса измельчения волокнистых нитратцеллюлозных материалов на основе экспериментальных данных, позволяющее прогнозирование свойств целевой продукции и создание безотходной, ресурсосберегающей технологии получения материалов с улучшенными и регулируемыми характеристиками. Показана адекватность созданной модели.

**Ключевые слова:** нитрат целлюлозы, вязкость раствора, содержание азота, моделирование, технология измельчения, структура, фракционный состав.

## ВВЕДЕНИЕ

Современные технологии производства нитратцеллюлозных композиций базируются на принципах ресурсосбережения и экологической безопасности [1-2].

Важную технологическую роль в процессе производства азотнокислых эфиров целлюлозы играет фаза измельчения [1,3]. Целью данной операции является придание волокнам нитратов целлюлозы (НЦ) необходимых геометрических размеров, обеспечивающих быстрое проникновение промывных жидкостей внутрь волокон и удаление из каналов закапсулированных кислот, оставшихся после проведения предыдущих этапов стабилизации. При измельчении волокон в водной среде происходит также изменение их структурных свойств, поэтому термин «измельчение» не отражает сущности технических и технологических процессов, которые происходят в установках типа ролла, конических и других мельницах.

Проблема повышения однородности и стабильности свойств НЦ является актуальной в связи с расширением области применения и ужесточением требований на новые виды и типы азотнокислых эфиров целлюлозы [3]. Повышение качественных показателей НЦ возможно путем оптимизации технологического процесса или существенной модернизации существующего производства.

Практика измельчения и изучение механизма процессов измельчения нитратов целлюлозы (НЦ) показали, что этот процесс является многоступенчатым процессом, при этом неизбежно образуется и накапливается мелкая фракция (размерами менее 0,2 мм) в сточных водах, которая эффективно не улавливается в технологических процессах и загрязняет окружающую среду [1, 3-8].

Следует отметить, что на основании результатов комплексных исследований процесса измельчения в совокупности с литературными данными выявлено, что низкоазотная марка НЦ, полученная при измельчении на голландере, характеризуется следующими характеристиками: фракции состава 0,2-0,6 мм не менее 55% при среднеарифметической длины волокна -0,130-0,160 мм [6,9].

Представляет научный и практический интерес анализ влияния различных факторов (технологических режимов и конструктивных параметров размалывающих устройств) на качество и характер измельчения НЦ при создании продукции с заданными нормированными характеристиками [3,6-9].

Для измельчения НЦ в настоящее время используются конические (РК-01) и дисковые мельницы ДМК (дисковая мельница Кузьмина), различающиеся по принципу размола: при измельчении на конической мельнице волокно «размалывается» и в результате НЦ имеет «развернутую» поверхность. При измельчении на дисковой мельнице ДМК волокно, в основном, нарезается. Характер воздействия на волокна при размоле оказывает существенное влияние на характеристики готовых материалов [6,9].

Установлен фракционный состав высокоазотного НЦ (содержание азота- 212,5мл NO/г) и низкоазотного НЦ (содержание азота- 194мл NO/г), измельченных на ДМК в зависимости от времени обработки и интенсивности нагрузки [9]. Результаты показали, что при увеличении времени измельчения и увеличении нагрузки на двигатель ДМК происходит значительное уменьшение фракции с длиной волокна более 0,5 мм.

Метод и качество измельчения оказывают существенное влияние на технические свойства НЦ: фракционный состав, содержание азота, вязкостные характеристики, растворимости, величину средней степени полимеризации, сорбционные и физико-механические свойства, которые необходимо учитывать при оптимизации реологических и технологических характеристик получаемых нитратцеллюлозных композиций.

Трудность объективной оценки степени измельчения НЦ связана, прежде всего, с геометрической анизотропией частиц. Объем осевшего осадка НЦ зависит от поверхно-

сти измельченного волокна, соотношения разрыхленных и разрезанных частиц, линейных размеров волокон, молекулярной структуры и молекулярной массы НЦ [3, 7].

В настоящее время разработан достаточно надежный метод оценки качества измельчения НЦ, поскольку ранее существующие методы (объемный метод, ситовый метод), не дают полную информацию о качестве измельчения и не позволяют проводить оценку изменения структурных свойств материала в зависимости от типа НЦ и вида измельчающего оборудования.

Современный метод отличается большой точностью, информативностью и имеется возможность использовать как экспресс метод [3].

На основании большого объема экспериментальных данных и выявления механизма процесса измельчения нитратцеллюлозных материалов с различным содержанием азота проведена комплексная и систематическая обработка полученных результатов.

Целью данной работы является разработка математической модели процесса измельчения нитратов целлюлозы, устанавливающей взаимосвязь фракционного состава, структурных и физико-химических характеристик продукта с продолжительностью измельчения, конструктивными, технологическими параметрами размалывающего типа оборудования с использованием метода полнофакторного эксперимента [10-11].

В качестве модельной установки был выбран голландер ввиду одинакового характера протекания процесса измельчения НЦ независимо от содержания азота [1, 6, 9].

Качество измельченного образца НЦ оценивалось кроме стандартных методов анализа также с помощью нового метода с использованием анализатора свойств волокна Metso FS5 [12-14], позволяющий рассчитать среднее арифметическое, средневзвешенное по длине и по весу значение длины волокна, фракционный состав волокна, скрученность измеренных волокон и другие параметры морфологической структуры волокна.

В основу концепции разработки математической модели положены следующие принципы:

- свойства реального процесса размола носит случайный марковский характер с непрерывным временем и дискретным пространством состояний;

- учет выделения деловой фракции из зоны измельчения;

- учет уноса мелкой фракции НЦ;

- построение модели с учетом реального физического процесса и общего характера протекания процесса независимо от способа измельчения и типа используемого оборудования.

Для измельчения НЦ обычно применяют мельницы, работающие на принципе среза, трения и раздавливания т.е. дисковые и конические. Недостатком, характерным для большинства способов измельчения НЦ при нормальных температурах, является невысокая дисперсность получаемого продукта, неоднородность частиц по размерам, их неизометричность и разноформенность. Для устранения этих недостатков используется в данной работе измельчение с последующим разделением по фракциям с применением фракционера [6].

Для построения математической модели процесса размола использован регрессионный метод [10-11], который позволяет устанавливать значения факторов и диапазоны их варьирования, не нарушая хода технологического процесса, согласно техническим характеристикам применяемого оборудования, требованиям стандартов к готовой продукции.

Представлены характеристики изученных образцов НЦ и исследуемые параметры (табл. 1 и табл. 2). В табл. 1 выбраны в качестве постоянных коэффициентов: частота вращения ротора, концентрация массы и межножевой зазор гарнитуры.

Зависимость выходного параметра  $Y$  от независимой переменной  $X$  аппроксимированы уравнениями регрессии. Для наглядности они представлены в виде графической зависимости на рис. 1-5.

Выявлены основные технологические и конструктивные параметры оборудования, оказывающие наибольшее влияние на процесс измельчения, качественные показатели НЦ, влияющие на физико-химические характеристики нитратцеллюлозных композиций на их основе.

Таблица 1

Характеристика исследуемых образцов нитратов целлюлозы

Фактор	Коллоксилин Н				Пироксилин 1П				Пироксилин 2П			
	0	60	120	180	0	60	120	180	0	60	120	180
Продолжительность измельчения, мин												
Содержание азота, мг NO/г	194,0	193,1	192,9	192,8	213,0	212,5	211,9	210,3	193,5	192,2	191,9	191,2
Концентрация массы, %	8											
Межножевой зазор, мм	0,1											
Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	500											
Вязкость НЦ, °Э	2,0	2,3	2,2	2,1	7,2	9,9	8,5	8,4	4,4	4,4	4,4	4,3
Остаток на сите 016, %	23,0	0,2	0,1	0	20,0	3,5	1,0	0	12,4	3,8	2,4	0
Степень измельчения (арт проба), см <sup>3</sup>	176,0	62,0	60,0	58,0	202,0	80,0	68,0	60,0	220,0	118,0	86,0	72,0
Степень измельчения (вибро проба), см <sup>3</sup>	146,0	32,0	30,0	28,0	166,0	46,0	32,0	28,0	186,0	86,0	54,0	40,0



Удельная поверхность, м <sup>2</sup> /г	2,3	6,36	6,57	6,75	3,29	9,9	12,04	12,27	2,54	5,46	5,94	6,82
Мелкая фракция (<0,20 мм), %	28,0	69,1	78,0	77,7	30,0	30,3	67,9	75,1	26,0	24,2	45,3	69,8
Средняя длина волокна, мм	0,753	0,095	0,080	0,070	1,170	0,17	0,093	0,063	1,410	0,189	0,125	0,086

Таблица 2

Параметры полнофакторного эксперимента

Параметр	Обозначение	
	условное	нормализованное
Входные параметры (управляемые факторы)		
Продолжительность измельчения, мин	t	X <sub>1</sub>
Постоянные коэффициенты		
Концентрация массы, %	c	X <sub>2</sub>
Межножевой зазор, мм	δ	X <sub>3</sub>
Частота вращения ротора, мин <sup>-1</sup>	n	X <sub>4</sub>
Выходные параметры (контролируемые факторы)		
Вязкость НЦ, °Э	э	y <sub>1</sub>
Остаток на сите 016, %	п	y <sub>2</sub>
Степень измельчения (арт проба), см <sup>3</sup>	v	y <sub>3</sub>
Степень измельчения (вибро. проба), см <sup>3</sup>	b	y <sub>4</sub>
Удельная поверхность, м <sup>2</sup> /г	S	y <sub>5</sub>
Мелкая фракция (<0,20 мм), %	m	y <sub>6</sub>
Средняя длина волокна, мм	L <sub>ср</sub>	y <sub>7</sub>

Адекватность уравнений была проверена по критерию Фишера [10] и подтверждена с достоверностью 95%. Из графических данных следует (рис. 1-5), что созданная модель адекватна, экспериментальные данные согласуются с теоретическими значениями.

Эти параметры были использованы при проектировании мельницы, применяемой в технологической схеме измельчения нитратов целлюлозы [6,15-17].

Выявлено, что унос мелкой фракции размером частиц менее 0,2 мм характерен для производства низкоазотного вида НЦ (с содержанием азота 194 млNO /г (рис.4), что подтверждается также некоторым увеличением значения характеристической вязкости ацетоновых растворов НЦ (величины степени полимеризации) в процессе измельчения.

Для НЦ с большим содержанием азота 213 млNO/г, а также НЦ с меньшим содержанием азота (табл.1) становится наиболее ощутимым процесс уноса мелких фракции при достаточном внешнем фибриллировании структуры НЦ [3,18-19]. Об этом свидетельствует увеличение удельной поверхности более чем в 3 раза, а также наблюдается некоторый рост значения вязкости ацетоновых растворов НЦ в процессе измельчения за счет уноса низкомолекулярных фракций НЦ в раствор.

Поступление промышленных стоков в водоемы не только способствует их загрязнению, но также приводит к потере ценного продукта (до 10%) в процессе производства низкоазотного вида НЦ [18-20].

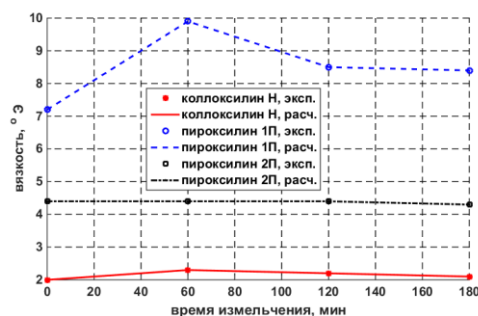


Рис. 1. Зависимость изменения вязкости ацетоновых растворов нитратов целлюлозы с различным содержанием азота от времени измельчения

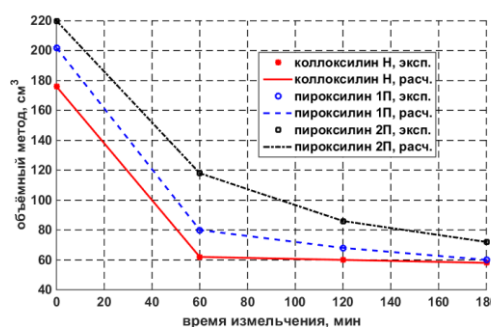


Рис 2 Зависимость изменения степени измельчения (объемный метод) нитратов целлюлозы от времени измельчения

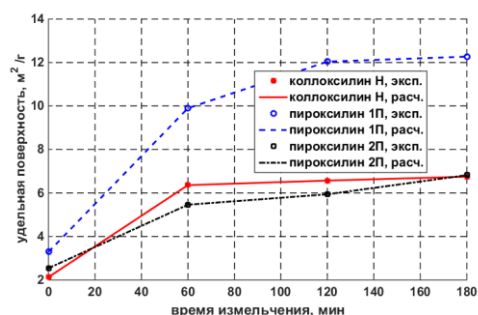


Рис 3 Зависимость изменения удельной поверхности нитратов целлюлозы от времени измельчения

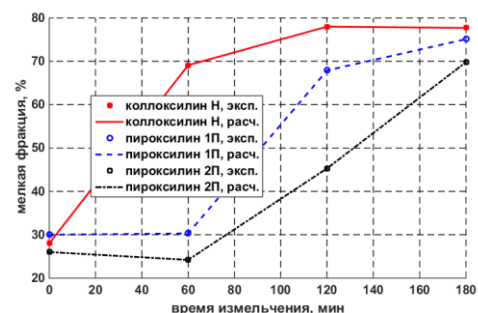


Рис 4 Зависимость изменения содержания мелкой фракции нитратов целлюлозы от времени измельчения

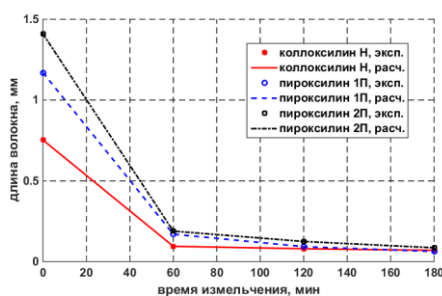


Рис 5. Зависимость изменения длины волокна нитратов целлюлозы от времени измельчения

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что необходимо использовать на фазе измельчения такого оборудования для получения требуемых параметров по степени измельчения, которое осуществляло бы не только резку волокон, но также их фибриллирование [16-17].

В ходе проведения экспериментальной работы выяснилось, что наиболее целесообразно и эффективно использовать следующие параметры: концентрация суспензии НЦ– 8%; зазор между ножами диска ротора и статора 0,1 мм и менее; частота вращения ротора 500-600 мин<sup>-1</sup>.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, определена функциональная зависимость в виде регрессионных уравнений, устанавливающих взаимосвязь фракционного состава, вязкостных и структурных свойств НЦ с продолжительностью измельчения и конструктивными, технологическими параметрами размалывающего типа оборудования, позволяющих прогнозировать свойства нитратцеллюлозных материалов.

Использование соответствующего размалывающего оборудования и подбора оптимального режима его работы позволит получать НЦ с однородными свойствами по гравиметрической плотности, структуре, активной поверхности, фракционному составу, показателям вязкости ацетоновых растворов (степени полимеризации).

Применение нового современного метода анализа морфологической структуры НЦ с использованием анализатора волокна важно и необходимо для установления взаимосвязи между размерами частиц, структурой и свойствами целлюлозосодержащих материалов.

Метод ИК-Фурье-спектроскопии, как независимый метод оценки свойств, измельченных НЦ, подтверждает факт, что увеличение степени измельчения приводит к снижению упорядоченности структуры. При этом наблюдается изменение конформационной подвижности группы  $\text{CH}_2\text{-ONO}_2$ , оцениваемой по величине отношения оптических плотностей, чувствительных к изменению поглощения полос при 1380 см<sup>-1</sup> и при 1430 см<sup>-1</sup>, а также изменение отношения интенсивностей полос поглощения в области 1644 см<sup>-1</sup>, обусловленной ассиметричными валентными колебаниями ( $\nu_2$ )  $\text{NO}_2$  – групп в глюкопиранозном звене макромолекулы НЦ.

Выявлено, что в процессе измельчения высокоазотного типа нитрата целлюлозы из хлопковой целлюлозы на голландере при достижении степени измельчения наблюдается увеличение удельной поверхности НЦ в 3 раза, в отличие от свойств высокоазотного НЦ из древесной целлюлозы (всего на 48%) при некотором повышении вели-

чины условной вязкости от значения 7,2 °Э до величины 8,5°Э за счет уноса в промывные воды низкомолекулярных фракций НЦ, что подтверждается также независимым вискозиметрическим методом определения характеристической вязкости разбавленных ацетоновых растворов НЦ.

Установлено, что только комплексный подход, основанный на поэтапной локальной очистке сточных вод, их дальнейшей очистки в гидроциклонах, дисковых фильтрах и использовании биологической доочистки с использованием новой технологической схемы, включающей стадии улова мелкой фракции, а также утилизации уловленных нитратов целлюлозы, обеспечит сокращение количества мелкодисперсных частиц НЦ в сточных водах и вредного воздействия промышленных предприятий отрасли на окружающую среду.

Это, безусловно, позволит решить вопросы экологии, экономики природных ресурсов и утилизации ценного сырья.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гиндич В.И. Производство нитратов целлюлозы. Технология и оборудование. / В.И. Гиндич, Л.В.Забелин, Г.Н.Марченко. – М: ЦНИИНТИ, 1984. – 360 с.
2. Косточко А.В. Пороха, ракетные твердые топлива и их свойства: учебное пособие. / А.В. Косточко, Б.М. Казбан. – Москва: ИНФРА, 2015.– 398 с.
3. Валишина З.Т. Структура и свойства нового вида нитрата целлюлозы с улучшенными характеристиками / З.Т. Валишина, А.А. Саеетшин, А.В. Косточко // Боеприпасы: Научно-технический сборник ГНЦ ФГУП «ЦНИИХМ им. Д.И. Менделеева». – 2016.– № 2.– С.31-41.
4. Марченко Г.М. Производство нитратов целлюлозы. Физико-химические основы производства и переработки нитратов целлюлозы. / Г.Н.Марченко, Л.В.Забелин. М: ЦНИИНТИ, 1988. – 166 с.
5. Коваленко В.И. Нитрат целлюлозы: молекулярно-структурная неоднородность: монография. / В.И. Коваленко, О.В. Михайлов, Г.М. Храповский. – Казань: Фан, 2003. – 152 с.
6. Саеетшин А.А. Разработка высокоэффективных и энергосберегающих технологий измельчения продуктов на основе отечественного альтернативного целлюлозного сырья/ А.А.Саеетшин, З.Т.Валишина// Вестник Казан. Госуниверс. техн.ун-та им. Туполева А.Н. – 2017. –Т.73. – № 2.–С.120-123.
7. Валишина З.Т. Структура и свойства высококачественных дисперсных нитратов целлюлозы. / З.Т. Валишина, А.А. Саеетшин, А.В. Косточко //Энергетические конденсированные системы: материалы V111 Всероссийской конференции(г. Черноголовка, 8-11ноября 2016г).– г. Черноголовка, 2016. – С.157-163.
8. Саеетшин А.А. Метод исследования морфологической структуры порошковых целлюлоз / А.А. Саеетшин, З.Т. Валишина // Вестник Казанского технологического университета.– 2016. –Т.19. – № 18.– С. 103-106.
9. Саеетшин А.А. Технологии и оборудования измельчения целлюлозосодержащих материалов. / А.А. Саеетшин, З.Т. Валишина, А.В. Косточко // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы. Часть.1:Материалы Международной научно-технической

конференции (Казань, 07-09 декабря 2016). – Казань, 2016.– 154-158 с.

10. Ахназарова С.Л. Методы оптимизации эксперимента в химической технологии: Учебное пособие./ С.Л. Ахназарова, В.В.Кафаров.–М.:Высшая школа, 1985.–560с.

11. Ефремов Г.И. Моделирование химико-технологических процессов: учебник. /Г.И.Ефремов.–Москва: ИНФРА, 2017. – 255 с.

12. Saetshin A.A, Z.T.Valishina Modernization of the grinding technology and quality evaluation method cellulose nitrates/ A.A Saetshin, Z.T.Valishina// New Trends in Research of Energetic Materials Part 2: Proceedings of the 21<sup>th</sup> Seminar on (Pardubice, Czech Republic April 20-22.2019).–Pardubice, 1019.–P. 704-706.

13. Саетшин А.А. Современный метод анализа свойств целлюлозосодержащих материалов. / А.А. Саетшин, З.Т. Валишина, А.В. Косточко // Экологические проблемы субъектов экономики: сборник материалов VI международной научно-практической конференции (Пенза, 30 ноября 2016). – г. Пенза, 2016. – С.77-80.

14. Саетшин А.А., Валишина З.Т. Способ оценки качества измельчения нитратов целлюлозы // Патент России № 2677209. 2019. Бюл. № 2. № 2677209.

15. Саетшин А.А., Ляпин Н.М. Способ измельчения нитратов целлюлозы // Патент России № 2685662. 2019. Бюл. № 12. № 2685662.

16. Валишина З.Т.Повышение эффективности технологии измельчения нитратов целлюлозы / З.Т. Валишина,

А.В. Косточко // Вестник Казанского технологического университета.–2019.–Т.22.–№ 3.– С. 52-55.

17. Низамиев А.Ю. Математическое описание основных технологических процессов и их применение в химической промышленности. / А.А. Саетшин, Е.Л. Матухин // Инновационные машиностроительные технологии, оборудование и материалы. Ч.2:Материалы Международной научно-технической конференции (Казань, 06-08 декабря 2017). – г. Казань, 2017. – С. 89-92.

18. Саетшин А.А. Современный метод исследования свойств высококачественных дисперсных целлюлоз и азотнокислых эфиров целлюлозы. / А.А. Саетшин, З.Т. Валишина// Современные проблемы специальной технической химии: Сборник тезисов докладов (2-5декабря 2016г). – Казань, 2016. – С.30-31.

19. Саетшин А.А. Исследование структуры и свойств порошковых целлюлоз. / А.А. Саетшин, З.Т. Валишина // Реагенты и материалы для строительства, эксплуатации и ремонта нефтяных, газовых и газоконденсатных скважин: производство, свойства и опыт применения. Экологические аспекты нефтегазового комплекса: Материалы XX Международной научно-практической конф. (Суздаль, 5-10 июня 2016г). – г.Суздаль, 2016. – С.106 -107.

20. Саетшин А.А. Интенсификация технологии измельчения и методы исследования структуры волокнистых материалов в процессе получения /А.А.Саетшин, З.Т.Валишина, А.В.Косточко //Вестник современных технологий: Межвуз. сб. научн. тр. – г. Севастополь: Севастопольский гос. Ун-т, 2017. – Вып. 5 – С.41-47.

# Modeling of Grinding Technology Fibrous Materials in the Production Process

Valishina Z.T., A.V. Kostochka  
“Kazan national research technological University”  
Kazan, Russia  
zimvall@yandex.ru

A.A. Saetshin  
Federal state enterprise “State scientific-research Institute of chemical products”  
Kazan, Russia  
aidar.saetschin@yandex.ru

**Abstract.** A comprehensive and systematic analysis of a large amount of experimental data was carried out, and taking into account the available literature information, the mechanism of the process of grinding fibers of cellulose nitrate materials was revealed. The results obtained are of both scientific and practical interest, since the technological and rheological properties of the target products depend on the quality and nature of the grinding of fibrous materials. The combination of modern methods for studying the degree of dispersion, fractional composition, as well as the structure of fibrous materials during the grinding process, knowledge of the nature of the processing of fibers in various grinding units allow intensifying the grinding technology based

on the created original technological scheme of the grinding process.

The simulation of the grinding process of fibrous cellulose nitrate materials on the basis of experimental data, which allows predicting the properties of the target product and the creation of waste-free, resource-saving technology for producing materials with improved and adjustable characteristics, is carried out. The adequacy of the created model is shown.

**Keywords:** cellulose nitrate, solution viscosity, nitrogen content, modeling, grinding technology, structure, fractional composition.

# Прогнозирование механических свойств прутков из титанового сплава Ti-6Al-4V в зависимости от прочностных эквивалентов по алюминию и молибдену

Егорова Ю.Б., Шмырова А.В.

Ступинский филиал МАИ

Ступино, Россия

egorova\_mati@mail.ru, shmyrovaalisa@mail.ru

Давыденко Л.В.

Московский политехнический университет

Москва, Россия

mami-davidenko@mail.ru

**Аннотация.** Приведены результаты статистических исследований связи механических свойств с химическим составом катаных, кованных и прессованных прутков диаметром 15-150 мм из различных модификаций титанового сплава Ti-6Al-4V. На основе анализа производственных данных исследованы корреляционные связи механических свойств с содержанием легирующих элементов, примесей, диаметром прутков, параметрами структуры после отжига по промышленным режимам. Установлены регрессионные зависимости для оценки средних значений механических свойств прутков от прочностных эквивалентов легирующих элементов и примесей по алюминию и молибдену.

**Ключевые слова:** химический состав, прутки, титановый сплав Ti-6Al-4V, механические свойства, эквиваленты по алюминию и молибдену, отжиг, прогнозирование.

## ВВЕДЕНИЕ

Понятие о прочностных эквивалентах легирующих элементов в титане по алюминию  $[Al]_{экв}^{np}$  и молибдену. Понятие о прочностных эквивалентах легирующих элементов в титане по алюминию  $[Al]_{экв}^{np}$  и молибдену  $[Mo]_{экв}^{np}$  впервые было введено Колачевым Б.А. с соавторами в работах [1, с. 382; 2]. За основу их оценки была принята эффективность растворного упрочнения от введения  $\alpha$ -стабилизаторов (Al, O, N, C),  $\beta$ -стабилизаторов (Mo, V, Mn, W, Cr, Fe, Nb) и нейтральных упрочнителей (Zr, Si, Sn) в  $\alpha$ -, псевдо  $\alpha$ - и  $\alpha$ + $\beta$ -сплавах (после отжига)

$$[Al]_{экв}^{np} = \%Al + \%Sn/2 + \%Zr/3 + 3,3\%Si + 20\%O + 33\%N + 12\%C, \quad (1)$$

$$[Mo]_{экв}^{np} = \%Mo + \%V/1,7 + \%Mn + \%W + \%Cr/0,8 + \%Fe/0,7 + \%Nb/3,3. \quad (2)$$

Соотношение (1) справедливо только при содержаниях кислорода, азота и углерода на уровне сотых долей процента. Кроме этого соотношения (1) и (2) нельзя применять для псевдо  $\beta$ - и  $\beta$ -сплавов, в которых механизм растворного упрочнения  $\beta$ -фазы почти исчерпан, и для сплавов после закалки и старения [1 - 4].

В последние годы довольно существенно изменился состав сплавов, особенно содержание примесей, так что соотношения (1) и (2) нуждаются в корректировке. В частности, с 1970-х по 2000-е годы наблюдалось уменьшение содержания примесей внедрения, эквивалентное алюминию, с  $[Al]_{экв}^{np} \approx 3,0 - 3,8\%$  до  $[Al]_{экв}^{np} \approx 1,8 - 2,0\%$ , что в свою очередь привело к снижению температуры полиморфного превращения на 20-30<sup>0</sup>C и предела прочности промышленных титановых сплавов на 50-100 МПа [7, 8].

В настоящее время, для того чтобы компенсировать потерю прочности, сплавы дополнительно легируют кислородом до безопасных уровней. Кроме этого, разрабатывают сплавы экономного легирования, которые могут содержать повышенные количества кислорода (до 0,5%) [9]. В области малых концентраций (до 0,15%) повышение содержания кислорода на 0,1% приводит к увеличению прочности на 125 МПа (или 1250 МПа/% мас.) [10] и тогда справедливо соотношение (1). Если же кислород вводится как легирующий элемент (при концентрациях 0,15-0,5 %), то его упрочняющее действие немного меньше и составляет ~850 МПа/% (мас.). В этом случае прочностной эквивалент по алюминию будет иметь вид [11]:

$$[Al]_{экв}^{np} = \%Al + \%Sn/2 + \%Zr/3 + 3,3\%Si + 15 \cdot \%O + 33 \cdot \%N + 12 \cdot \%C$$

В последние годы во всех развитых странах возник интерес к титановым сплавам, легированным «нетрадиционными» элементами: медью, никелем и кобальтом [3, 4, 12, 13]. С учетом их упрочняющего действия прочностной эквивалент по молибдену принимает следующий вид [11]:

$$[Mo]_{экв}^{np} = \%Mo + \%V/1,7 + \%Mn + \%W + \%Cr/0,8 + \%Fe/0,7 + \%Nb/3,3 + \%Ni/1,4 + \%Cu/2,9 + \%Co/0,4.$$

В наших работах [14; 15] для оценки стандартных механических свойств деформируемых полуфабрикатов (прутков, поковок) из  $\alpha$ -, псевдо  $\alpha$ -,  $\alpha$ + $\beta$ -сплавов (после отжига по стандартным режимам) были предложены следующие соотношения (с доверительной вероятностью 0,95):

$$\sigma_B^{расч} = \sigma_0 + (60 \pm 5)[Al]_{эКв}^{np} + (50 \pm 5)[Mo]_{эКв}^{np} \quad (3)$$

$$\delta^{расч} = \delta_0 - (1,5 \pm 0,5)[Al]_{эКв}^{np} - (0,75 \pm 0,25)[Mo]_{эКв}^{np} \quad (4)$$

$$\psi^{расч} = \psi_0 - (2,5 \pm 0,5)[Al]_{эКв}^{np} + (0,5 \pm 0,2)[Mo]_{эКв}^{np} \quad (5)$$

$$KCU^{расч} = KCU_0 - (0,10 \pm 0,02)[Al]_{эКв}^{np} - (0,09 \pm 0,02)[Mo]_{эКв}^{np} \quad (6)$$

Свободные члены  $\sigma_0$ ,  $\delta_0$ ,  $\psi_0$ ,  $KCU_0$  зависят от типа полуфабриката и конкретной технологии его изготовления, и могут быть определены на основе данных статистического контроля [14, 15]. Из соотношений (3 – 6) следует, что повышение концентрации легирующих элементов приводит к росту предела прочности при одновременном снижении характеристик пластичности и ударной вязкости (в интервале  $[Al]_{эКв}^{np} = 1-13\%$ ,  $[Mo]_{эКв}^{np} = 0-10\%$ ).

К наиболее распространенным в мире сплавам на основе титана относятся сплавы типа Ti-6Al-4V. Это связано с хорошим сочетанием их эксплуатационных и технологических свойств [3, 4, 12]. В монографии [18, с. 193] было показано, что в сплавах системы Ti-6Al-V (после отжига при 800°C) увеличение содержания ванадия с 0 до 6 % приводит к повышению предела прочности с 750 до 950 МПа без падения пластичности ( $\delta=12-15\%$ ,  $\psi=40-42\%$ ). По данным [19, с.110] легирование ванадием на 1,0% в пределах марочного состава сплава ВТ6 привело к повышению  $\delta$  на 0,4%,  $\psi$  на 2,0% и ударной вязкости на 0,1 МДж/м<sup>2</sup>.

Цель работы состояла в оценке свободных членов и уточнении факторных коэффициентов регрессии в соотношениях (3 - 6) для механических свойств прутков диаметром 15-150 мм из различных модификаций сплава Ti-6Al-4V.

#### ИСХОДНЫЕ МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДИКА ПРОВЕДЕНИЯ ИССЛЕДОВАНИЙ

Объектами исследования послужили кованные, катаные и прессованные прутки, изготовленные по промышленным технологиям в период с 2000 по 2016 гг. из сплавов ВТ6, ВТ6С, Grade 5, Grade 23. Полуфабрикаты были подвергнуты отжигу по заводским режимам (750-850°C, 1-3 ч, охлаждение на воздухе). Статистический анализ был проведен с помощью пакетов прикладных программ «Stadia», «Statistica» и включал первичную статистическую обработку и корреляционно-регрессионный анализ по стандартным методикам [16, 17]. В качестве исследуемых факторов были проанализированы: прочностные эквиваленты по алюминию и молибдену, стандартные механические свойства (предел прочности  $\sigma_B$ , условный предел текучести  $\sigma_{0,2}$ , относительное удлинение  $\delta$ , поперечное сужение  $\psi$ , ударная вязкость KCU), тип и параметры микроструктуры (толщина  $\alpha$ -пластин  $b_\alpha$ , размер  $\alpha$ -глобулей  $a_\alpha$ ), диаметр прутка, температура отжига  $t_{отж}$ .

Интервалы изменения факторов приведены в табл. 1. Статистический массив, содержащий прутки диаметром 15-150 мм был также разделен на несколько частей в зависимости от диаметра прутка: 15-50 мм, 50-100 мм, 100-150 мм. Для оценки силы статистической связи между исследуемыми факторами были определены коэффициенты парной и множественной корреляции R.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

По данным, приведенным в табл. 1, механические свойства прутков из сплавов типа Ti-6Al-4V могут изменяться в широких пределах: временное сопротивление разрыву от 830 до 1110 МПа, относительное удлинение от 10 до 24%, поперечное сужение от 24 до 55%, ударная вязкость от 0,31 до 1,2 МДж/м<sup>2</sup>. Механические свойства титановых сплавов в большой степени зависят от химического состава, режимов горячей деформации и отжига, от структуры, вида и габаритов полуфабриката. По данным монографий [12, 18, 19] с увеличением диаметра прутка наблюдается тенденция к уменьшению прочностных и пластических характеристик, что нашло отражение в гарантированных свойствах на различные полуфабрикаты. Поэтому на первом этапе исследований были проанализированы парные корреляционные связи механических свойств с эквивалентами по алюминию и молибдену, диаметром прутка, температурой отжига и структурой для каждого статистического массива. В табл. 2 для примера приведена корреляционная матрица для катаных прутков диаметром 15-150 мм.

По данным металлографического анализа все катаные прутки имели преимущественно глобулярную, переходную или смешанную структуры. Глобулярная и переходная структуры относятся к 2 – 5 типам по стандартной 9-типной шкале микроструктур [5]. Переходная структура представлена несколько удлиненными и частично искривленными зёрнами  $\alpha$ -фазы с прослойками  $\beta$ -фазы. Смешанная структура имеет участки глобулярного и пластинчатого строения  $\alpha$ -фазы. Границы исходного  $\beta$ -зерна отсутствуют, но при этом наблюдается наличие отдельных колоний  $\alpha$ -пластин.

Интервалы изменения исследованных факторов

№	Фактор	Статистический массив			
		Кованые прутки Ø 14 мм из сплавов BT6, BT6C, Grade 5, Grade 23	Катаные прутки Ø 15-150 мм из сплава BT6	Прессованные прутки Ø14-40 мм из сплава BT6	Кованые прутки Ø70-90 мм из сплава Grade 5
1	Al, %	5,64-6,80	5,5-6,8	6,0-6,75	5,8-6,5
2	V, %	3,7-4,4	3,5-4,5	3,6-4,6	3,7-4,5
3	Fe, %	0,06-0,28	0,10-0,40	0,09-0,26	0,13-0,3
4	Si, %	0,03-0,09	0,01-0,10	0,03-0,18	-
5	C, %	0,02-0,03	0,02-0,09	0,01-0,05	0,01-0,04
6	O, %	0,05-0,21	0,04-0,21	0,06-0,17	0,12-0,20
7	N, %	0,01-0,03	0,005-0,05	0,01-0,05	0,008-0,050
8	H, %	0,003-0,009	0,003-0,0085	0,003-0,012	0,004-0,010
11	$[Al]_{экв}^{np}$ , %	7,5-12,2	8,4-11,8	7,8-12,0	8,9-11,0
12	$[Mo]_{экв}^{np}$ , %	2,3-2,9	2,3-3,2	2,3-3,0	2,4-3,0
13	$\sigma_B$ , МПа	830-1110	938-1079	978-1068	922-1069
14	$\sigma_{0,2}$ , МПа	839-995	-	-	894-1030
15	$\delta$ , %	10,0-20,0	10,0-20,0	10,8-18,0	11,2-24,0
16	$\psi$ , %	30,0-55,0	24,0-48,0	31,4 - 51,1	27,0-49,0
17	KCU, МДж/м <sup>2</sup>	0,43-1,2	0,31-0,77	0,41-1,03	-
18	$a_\alpha$ , мкм	-	2,7-6,3	-	-
19	$b_\alpha$ , мкм	2,1-7,9	3,5-4,8	-	-
20	$t_{отж}$ , °C	750-850	750-850	750-850	800-850

Таблица 2

Корреляционная матрица\* для катаных прутков диаметром 15-150 мм из сплава BT6

Факторы	$[Al]_{экв}^{np}$	$[Mo]_{экв}^{np}$	$t_{отж}$	$a_\alpha$	$b_\alpha$	Ø
$\sigma_B$	<b>0,68</b>	<b>0,65</b>	-0,12	-0,15	-0,12	<b>-0,65</b>
$\delta$	<b>-0,52</b>	-0,28	0,11	0,16	0,13	<b>-0,67</b>
$\psi$	<b>-0,45</b>	-0,25	0,15	0,12	0,14	<b>-0,66</b>
KCU	<b>-0,63</b>	-0,3	0,13	0,11	0,11	<b>-0,68</b>

Примечание: \* жирным шрифтом выделены значимые коэффициенты парной корреляции.

Кованые прутки имели преимущественно переходную, «корзинчатую» и пластинчатую структуры, которые относятся к 4 – 6 типу по стандартной 9-типной шкале микроструктур [5]. Пластинчатая структура представлена  $\beta$ -зернами, по границе которых наблюдается оторочка  $\alpha$ -фазы. Внутри зерна расположены пластины  $\alpha$ -фазы, собранные в колонии, внутри которых пластины  $\alpha$ -фазы

параллельны друг другу. Между пластинами наблюдаются  $\beta$ -прослойки.

По данным корреляционного анализа температура отжига, тип структуры и размеры структурных составляющих в исследованных пределах слабо влияют на механические свойства прутков (коэффициенты корреляции R менее 0,3), что, скорее всего, связано с небольшими интервалами их изменения. Было также

установлено, что увеличение диаметра с 15 до 150 мм приводит к значимому снижению всех исследованных свойств (коэффициенты корреляции  $R = -0,65 \div -0,68$ ). В тоже время для катаных прутков  $\varnothing 15-50$  мм,  $50-100$  мм,  $100-150$  мм, а также прессованных  $\varnothing 14-40$  мм и кованных прутков  $\varnothing 70-90$  мм изменение габаритов прутка несущественно ( $R < 0,2$ ).

На основе проведенных исследований было обнаружено, что предел прочности в большей степени зависит от колебаний химического состава по сравнению с другими свойствами. Характеристики пластичности и ударной вязкости значимо зависят от содержания элементов, эквивалентных алюминию ( $R = -0,45 \div -0,63$ ), но практически не изменяются от эквивалента по молибдену ( $R \leq 0,3$ ). В сплавах типа Ti-6Al-4V единственным легирующим элементом, относящимся к  $\beta$ -стабилизаторам, является ванадий. Благоприятное влияние ванадия на пластические свойства может быть связано с его специфическим действие на параметры решетки  $\alpha$ -титана [18]. Большинство легирующих элементов (Al, Cr, Mn, Fe и др.) увеличивает соотношение осей  $c/a$  титана и приближает его к теоретическому значению 1,633, что затрудняет скольжение по

призматическим плоскостям и снижает пластичность. Ванадий, наоборот, уменьшает  $c/a$  и повышает способность  $\alpha$ -фазы к пластической деформации.

На основе регрессионного анализа было установлено, что коэффициенты упрочнения  $\sim 60$  и  $\sim 50$  МПа/% в соотношении (3) являются статистически устойчивыми для всех исследованных прутков и не зависят от вида деформации (ковка, прокатка, прессование), так что это соотношение можно использовать для прогнозирования предела прочности катаных, кованных и прессованных прутков диаметром 15-150 мм из различных модификаций сплава Ti-6Al-4V. Характеристики пластичности и ударной вязкости можно оценить с помощью моделей:

$$\delta^{расч} = \delta_0 - (1,5 \pm 0,5)[Al]_{экв}^{np} \quad (7)$$

$$\psi^{расч} = \psi_0 - (2,5 \pm 0,5)[Al]_{экв}^{np} \quad (8)$$

$$KCU^{расч} = KCU_0 - (0,11 \pm 0,05)[Al]_{экв}^{np} \quad (9)$$

Свободные члены  $\sigma_0$ ,  $\delta_0$ ,  $\psi_0$ ,  $KCU_0$  для прутков, полученных различными способами деформации, приведены в табл. 3.

Таблица 3

Значения свободных членов в соотношениях (3), (7), (8), (9) для прутков из различных модификаций сплава Ti-6Al-4V после отжига при 750-850°C с охлаждением на воздухе

Полуфабрикат	Диаметр прутка, мм	$\sigma_0$ , МПа	$\delta_0$ , %	$\psi_0$ , %	$KCU_0$ , МДж/м <sup>2</sup>
Кованный пруток	14	280	28	65	1,7
	70-90	270	26	60	1,7
Катанный пруток	15-50	260	32	65	1,7
	50-100	260	30	63	1,6
	100-150	255	25	60	1,5
Прессованный пруток	14-40	300	30	65	1,7

Модели пригодны для ориентировочной прогнозной оценки прочностных и пластических характеристик, а также ударной вязкости прутков сплава Ti-6Al-4V со статистическими ошибками, определяемыми существующим уровнем производства полуфабрикатов из титановых сплавов. Статистические ошибки составляют 50 МПа для предела прочности, 2,0 % для относительного удлинения, 5,0 % для поперечного сужения, 0,15 МДж/м<sup>2</sup> для ударной вязкости. Проверка предложенных моделей показала удовлетворительное соответствие расчетных и реальных значений механических свойств исследованных полуфабрикатов.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, на основе проведенных исследований было установлено, что если сплавы легированы только ванадием, то его влияние на пластичность и ударную вязкость сплавов типа Ti-6Al-4V несущественно. Если же титановые сплавы содержат, кроме ванадия, другие  $\beta$ -стабилизирующие элементы (Mo, Fe, Cr, W, Nb, Mn), то их совместное действие необходимо учитывать с помощью прочностного эквивалента по молибдену.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Первая Международная конференция по титану стран СНГ «Наука, производство и применение титана в условиях конверсии» - М.: ВИЛС, 1994, 1062 с.
2. Колачев Б.А. Сопоставление состава и свойств титановых сплавов по эквивалентам молибдена и алюминия/ Б.А. Колачев, Д.В. Рынденков // Металлы. - 1995. - №4. - С. 68-74.
3. Колачев Б.А. Титановые сплавы разных стран: Справочник. / И.С. Польшкин, В.Д.Талалаев - М.: ВИЛС, 2000. - 316 с.
4. Ильин А.А. Титановые сплавы. Состав, структура, свойства. Справочник. / А.А. Ильин, Б.А. Колачев, И.С. Польшкин - М.: ВИЛС – МАТИ, 2009.- 520 с.
5. Борисова Е.А. Металлография титановых сплавов / Е.А.Борисова, Г.А.Бочвар, М.Я. Брун - М.: Металлургия, 1980. - 464 с.
6. Белов С.П. Металловедение титана и его сплавов / С.П. Белов, М.Я. Брун, С.Г. Глазунов - М.: Металлургия, 1992. - 352 с.

7. Польшкин И.С. Оценка стабильности химического состава и механических свойств полуфабрикатов из титановых сплавов /И.С. Польшкин, Ю.Б. Егорова, Л.В. Давыденко // Титан. - 2016. - № 1 (51). - С. 12-19.

8. Егорова Ю.Б. Прогнозирование ТПП промышленных слитков титановых сплавов по их химическому составу / Ю.Б.Егорова, Л.В.Давыденко, Е.В.Чибисова, С.Б. Белова // Электротехнология. - 2016. - №12. - С. 7-15

9. Ночовная Н.А. Проблемы создания экономичных титановых сплавов и пути их решения. / Н.А. Ночовная, А.В. Исаичев, В.Г. Анташев.// Все материалы. Энциклоп.справочник. - 2008. - №5. - С.10-15.

10. Егорова Ю.Б. Влияние микролегирования кислородом на механические свойства прутков и поковок из технического титана и титановых сплавов/ Ю.Б. Егорова, Л.В. Давыденко, Е.В. Чибисова// Электротехнология. - 2017. - №5. - С. 7-14.

11. Ильин А.А. Об использовании эквивалентов легирующих элементов и примесей по алюминию и молибдену в производстве титановых сплавов / А.А. Ильин, И.С. Польшкин, Ю.Б. Егорова, Л.В. Давыденко // Титан. – 2018. - №4. - С. 11-19.

12. Boyer R. Materials Properties Handbook. Titanium Alloys / G.Welsch, E.W.Collings. // ASM International. The Material Information Society. 1994. – P 1176.

13. Zadorozhnyy V.Yu. Electrochemical behavior and biocompatibility of Ti-Fe-Cu alloy with high strength and

ductility/ V.Yu. Zadorozhnyy, X. Shi , D.S. Kozak, T. Wada, J.Q. Wang, H. Kato, D.V. Louzguine-Luzgin. // Journal of Alloys and Compounds. – 2017. - v. 707. -P. 291-297.

14. Егорова Ю.Б. Использование результатов промышленного контроля для прогнозирования механических свойств полуфабрикатов из титановых сплавов / Ю.Б.Егорова, В.Н.Уваров, Л.В.Давыденко, Р.А. Давыденко // МИТОМ. -2017. -№6 (744). -С. 52-58.

15. Egorova Yu. B. . Use of Industrial Monitoring Results for Predicting Mechanical Properties of Titanium Alloy Semiproducts/Yu. B. Egorova, V. N. Uvarov, L. V. Davydenko, R. A. Davydenko. // Metal Science and Heat Treatment. - 2017. - V.59. - №5-6. - Pp.377-383.

16. Кулаичев А.П. Методы и средства анализа данных в среде Windows. Stadia 6.0. - М.: Информатика и компьютеры, 1996. - 257 с.

17. Боровиков В.П. Популярное введение в современный анализ данных в системе STATISTICA. М.: Горячая линия – Телеком, 2013. - 288 с.

18. Колачев Б.А., Физико-механические свойства лёгких конструкционных сплавов / Б.А. Колачев, С.Я. Белофен, Л.А. Бунин, В.А. Володин - М.: Металлургия, 1995. - 288 с.

19. Колачев Б.А., Титановые сплавы в конструкциях и производстве авиадвигателей и авиационно-космической техники/ Б.А. Колачев, Ю.С. Елисеев, А.Г. Братухин, В.Д. Талалаев - М.: Издательство МАИ, 2001. - 412 с.

# Prediction of Mechanical Properties of Ti-6Al-4V Titanium Alloy Bars Depending on Aluminum and Molybdenum Strength Equivalents

Egorova Yu.B., Shmyrova A.V

Moscow Aviation Institute (National Research University),

Stupino branch

Stupino, Russia

egorova\_mati@mail.ru, shmyrovaalisa@mail.ru

Davydenko L.V.

Moscow Politechnic University

Moscow, Russia

mami-davydenko@mail.ru

**Abstract.** The article provides results of statistical research of the relation of mechanical properties and chemical composition of Ø 15-150 mm rolled, forged, and pressed bars made of various modifications of the Ti-6Al-4V titanium alloy. The authors studied the correlation of mechanical properties and the content of alloying elements, impurities, bar diameter, and post-annealing (using various industrial modes) structural parameters on the basis of the analysis of production data and

established regression dependencies for estimating average values of mechanical properties of bars on aluminum and molybdenum strength equivalents of alloying elements and impurities.

**Keywords:** chemical composition, bars, Ti-6Al-4V titanium alloy, mechanical properties, aluminum and molybdenum equivalents, annealing, prediction.



# Исследование микротвердости по сечению в листовых образцах с содержанием углерода 0,08%

Типалин С.А., Белоусов В.Б., Любецкая С.И.

Московский политехнический университет

Москва, Россия

Tsa\_mami@mail.ru, 1736113@rambler.ru, xboctik1990@mail.ru

**Аннотация.** Проведено исследования твердости холоднокатаного листового материала с содержанием углерода 0,08% для различной толщины. Выявлено, что с увеличением толщины листа средняя твердость снижается. Установлено, что твердость материала наименьшая в середине листа и постепенно увеличивается к ее краям. Данная закономерность сохраняется при различной толщине тонколистовой холоднокатаной стали. Изменение твердости может говорить о неравномерности накопленной деформации в листе при прокатке полосы для достижения требуемой величины. Проведено сравнение твердости по толщине предварительно упрочненного листа. Материал упрочнялся с помощью растяжения образцов вдоль оси. Исследование показали, что с увеличением накопленной деформации, твердость также меняется по толщине. Однако, разность на границе листа и в середине тонколистового материала снижается. Зависимость распределения твердости по толщине листа приведены в виде графиков.

**Ключевые слова:** листовой материал, растяжение образцов, твердость, микротвердость, накопленная деформация, изменение свойств.

## ВВЕДЕНИЕ

Использование листового стального материала на протяжении последнего века не потеряло своей актуальности и продолжает широко использоваться в современной промышленности для производства различных изделий. Применяемый холоднокатаный прокат в основном имеет толщину от 0,5 до 3 мм. Более 3 мм листовой прокат чаще всего изготавливается методом горячей прокатки. Традиционно считается, что свойства материала по толщине остаются без изменения. В справочной литературе приводятся свойства материала для конкретной марки без указания толщины. Но свойства материала могут существенно различаться по толщине [1-3]. Отличие могут возникать не только при определении предела прочности и пластичности, но и характера упрочнения материала. Однако при разработки технологических операций желательно иметь полную характеристику деформируемого материала. Для сложных деталей, подвергающихся глубокой вытяжки, рекомендуется проводить испытания для каждой партии поступающего проката. На производстве перед проведением технологической операции поступивший материал подвергают механическим испытаниям для определения механических свойств, параметров кривой упрочнения и построению диаграммы пластичности. Как показывает практика, свойства материала будут суще-

ственно зависеть от технологии получения проката. Но пока расчеты технологических параметров производились вручную, не было возможности учитывать все разнообразие свойств материала. В результате полученные технологические расчеты выполнялись с большим запасом по пластичности, что приводило к увеличению количества операций и как следствие удорожанию процесса изготовления деталей. С введением в подготовительную работу по созданию технологии быстродействующих вычислительных машин, реализующих программы на основе расчета, конечно, элементных моделей, позволило учитывать многообразие свойств материала и технологических особенностей конфигурации изготавливаемых деталей. Уже сейчас использование современных программных продуктов позволяет снизить время на разработку технологии, оптимизировать количество операций для получения изделия и сократить затраты на отладку технологии производства.

Отдельные публикации дают основание, предположить, что свойства материала меняются в глубь материала [1-13]. Свойства материалов часто связаны с многими показателями [17-22], но если считать условие деформации стабильными и однородными по толщине, то можно определить средние значения для конкретного материала.

На рис. 1 приведены две кривые распределения деформации по толщине образцов, прокатанных на толщину 5 мм [1]. Определение распределение деформации по толщине полос оценивали методом винтов



Рис. 1. Изменения относительной деформации по толщине листов, прокатанных при  $t = 785^{\circ}\text{C}$  и средней деформации:

$$1 - \epsilon_{\text{ср}} = 15 \% ; 2 - \epsilon_{\text{ср}} = 23 \%$$

Как отмечают авторы из полученных опытных данных, при  $\epsilon_{\text{ср}} = 15 \%$  (см. рис. 1) имеется существенная неравномерность деформации по толщине прокатанного образца – на глубине 1 мм  $\epsilon = 10 \%$ , а в поверхностном слое  $\epsilon = 21 \%$ . С увеличением среднего относительного обжатия до

30 % неравномерность деформации по толщине постепенно уменьшается. Авторы отмечают, что структура в поверхностном слое в виде продуктов неполного превращения (феррита, аустенита и частично сорбита) получена более мелкая (рис. 2-а), чем на глубине 0,6 мм от поверхности [2]

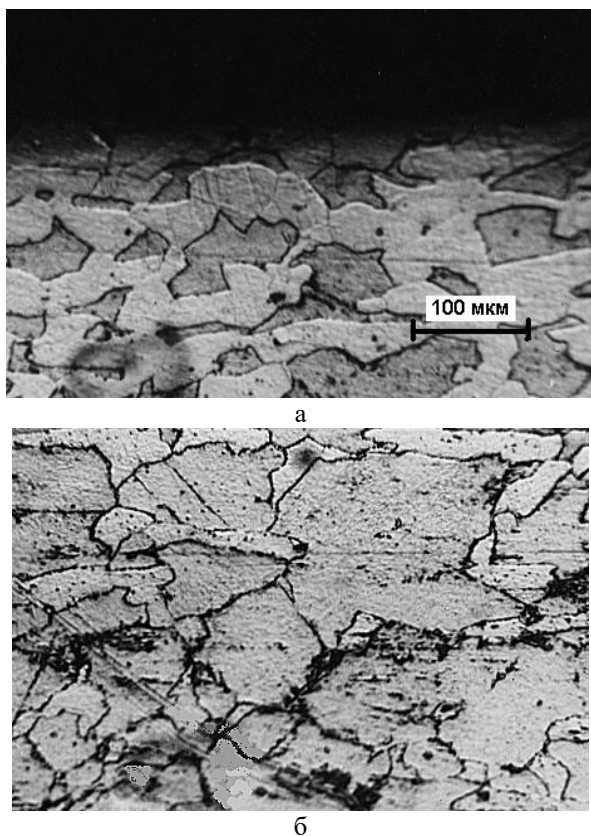


Рис. 2. Структура поверхностного слоя образца (а) и на глубине 0,6 мм (б)

Среди статей по описывающих свойства материала, есть публикации, показывающие изменение свойств листа по толщине в зависимости от деформации сжатия образцов. В них величина накопленной деформации определяют по изменению микротвердости [2]. Твердостью называется сопротивление материала внедрению в него другого материала. В испытуемый образец вдавливается индентор оставляющий отпечаток в материале. По величине отпечатка можно определить твердость образцов. Для тонких образцов используют измерение микротвердости (с используемой нагрузкой до 200 грамм).

Определение микротвердости один из распространенных способов исследования листовых образцов и их соединений. Так в работе [11] измерение микротвердости рассматриваются для разных типов образцов, включая однородный материал и соединение нескольких слоев, сваренных вместе. Данные о микротвердости получены на различном состоянии от поверхности, что нашло отражение в графике (рис. 3).

На рисунке 3 (1 – исходный лист, 2 - трех- и шести-слойные листы соответственно) распределение толщина микротвердости основного металла показана на разных глубинах от поверхности. Для каждого образца микро-

твердость измерялась с шагом 0,5 мм по толщине материала. Твердость является самой высокой у поверхности и самой низкой в центре, примерно от 85 до 95 VHN. Более высокие показатели твердости вблизи поверхности обычно ожидаются для катаного или упрочненного листа, поскольку упрочнение в процессе прокатки оказывает наибольшее влияние на приповерхностный материал.

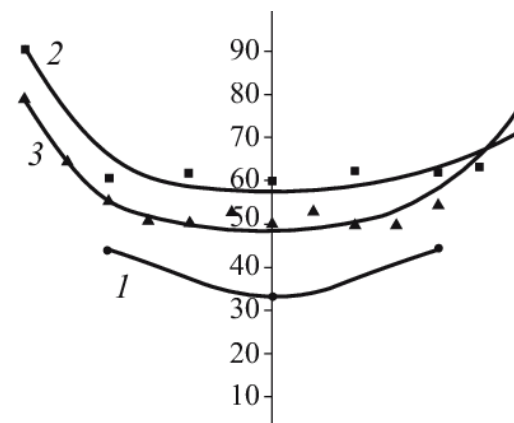


Рис. 3. Твердость по толщине листа

В статье [6] описаны новые марки стали, разработанные корпорацией «JFE Steel» (Япония). В публикации описываются сталь повышенной износостойкости и стали групп 400, 450 и 500 с высоким числом твердости.

Для листовой стали (группы стандарт) устанавливаются требования по твердости для толщины до 100 мм; также особое внимание уделено достижению высокой устойчивости к хладноломкости. Включает две группы: 360A (твердость 400) и 500A (твердость 500) с толщиной листа 13,1-50 мм и 13,1-25 мм соответственно.

Листовая сталь серии С: четыре группы. Корпорация «JFE Steel» представила новую серию листовой стали с маркировкой С, отличающуюся более узким диапазоном твердости по Бринеллю (замеряемой по толщине листа). При изготовлении стального листа очень точно выдерживается соотношение легирующих элементов. Серия включает четыре группы с твердостью 400 и 450.

Результаты испытаний EVERHARD C400LE:

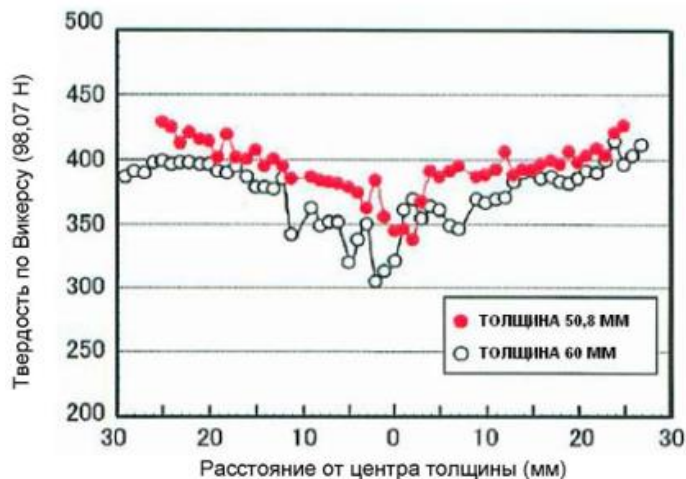


Рис. 4. Твердость по толщине листа C400LE

Результаты испытаний EVERHARD C450LE:

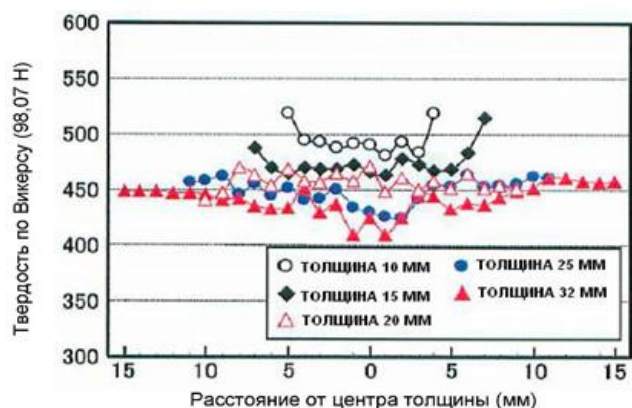


Рис. 5. Твердость по толщине листов C450LE

Результаты испытаний EVERHARD C400:

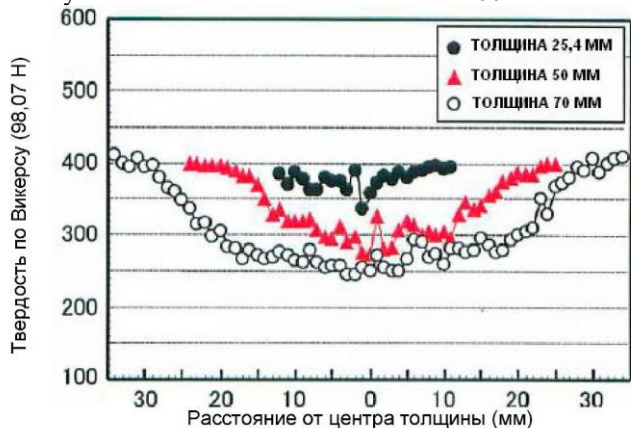


Рис. 6. Твердость по толщине листа C400

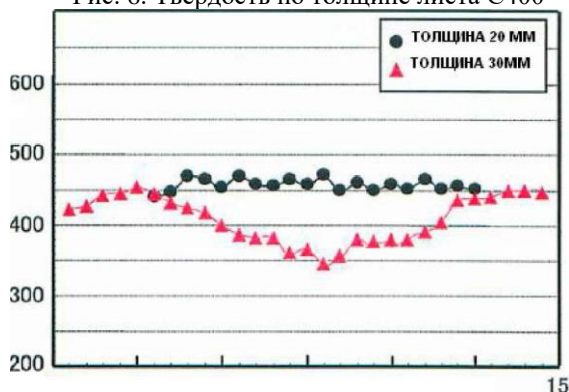


Рис. 7. Твердость по толщине листа C400

Представленные выше исследования носят ограниченный по составу характер.

Обобщенный материал по данной тематике отсутствует. В связи с чем, представлено исследование для листового материала с содержанием углерода 0,08%. Эти данные позволяют расширить знание в данной области.

Исходные данные для испытаний

Материал: Сталь 08пс (аналог в США - 1008, странах ЕС - 1.1121). Толщина исследуемых образцов 0,5 – 3 мм. Образцы в состоянии поставки и растянутые до разрушения.

Таблица №1

Механические характеристики образцов различной толщины в состоянии поставки [3]

Толщина образцов, мм	Предел текучести, МПа	Предел прочности, МПа	Предельная деформация
3	264	430	0,18
1,5	257	496	0,18
0,7	277	504	0,16
0,5	327	501	0,13

Измерение производилось на приборе МТН-10.

МЕТОДИКА ЭКСПЕРИМЕНТА

Измерение производилось по ГОСТ 9450-76 «Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников» [14,15] и нагрузке 0,1 кгс и выдержкой 10-15 с. Измерения производились на расстоянии 100 мкм (первый отпечаток) с последующим шагом в 60 мкм. Отпечаток получался от алмазного четырехгранного наконечника с основанием в виде квадрата. Размеры подготовленных образцов 30x20xS (рис. 8), где S – толщина листового металла в виде прямоугольника. Отпечатки производились в шахматном порядке (рис. 9).

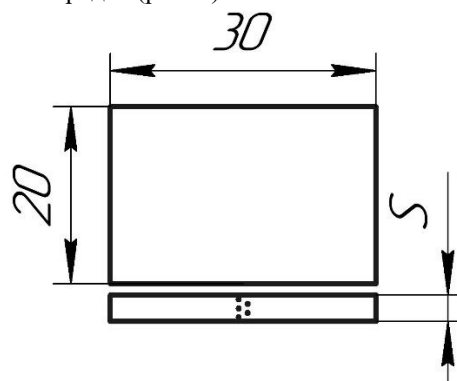


Рис. 8. Образцы

Поверхность, на которой производились измерения была подновлена снятием наклепанного слоя (1-2мм) с последующей полировкой до чистоты поверхности Ra 0,2.

Образец жестко закреплялся на предметном столе испытательного прибора строго перпендикулярно к оси алмазного наконечника.

Проводилась очистка поверхности наконечника и поверхности испытуемого образца, для удаления посторонних веществ (смазки и тому подобное).

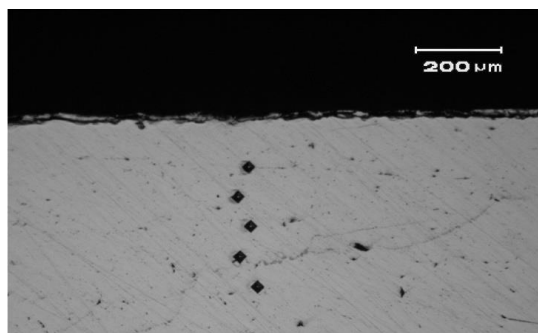


Рис. 9. Отпечатки после измерения

На рисунке 10 показано распределение микротвердости в образцах толщиной 0,5; 0,7; 1,5; и 3 мм.

Значения для графиков на толщине 0,5 мм и 0,7 мм велись на всю толщину. На остальных образцах измерение проводилось до середины образцов, а на графике было зеркально отображено для наглядности. Измерение твердости проводилось из условия, что от последнего отпечатка до края полосы должно оставаться расстояние не менее трех отпечатков. Данное условие позволяет свести к минимуму искажение от краевого эффекта.

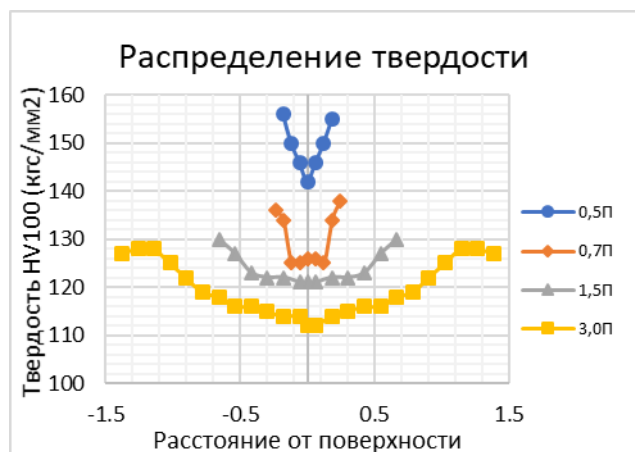


Рис. 10. График распределения микротвердости для образцов после прокатки

Рассматривая зависимости твердости от толщины листа, можно увидеть, что твердость уменьшается от краев к середине образца.

Исследование твердости были проведены и для образцов, подвергшихся одноосному растяжению. По результатам испытаний построены графики, показывающие как, изменяется твердость образца в зависимости от предельной деформации. Результаты экспериментов обобщались по методике [16].

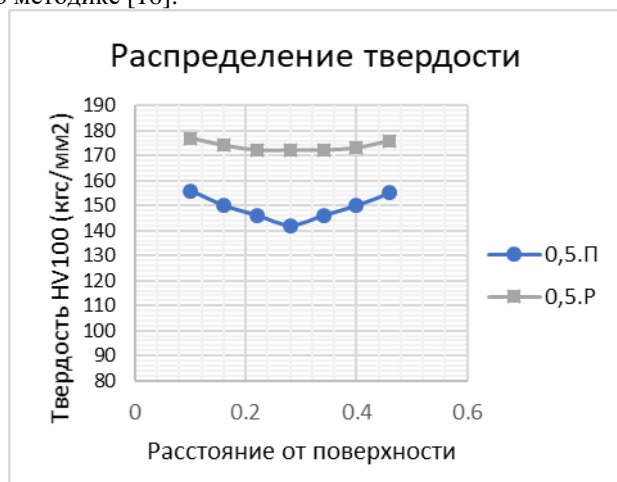


Рис. 11. Распределение твердости при  $S=0,5$  мм, где 0,5П – толщина 0,5 мм после прокатки; 0,5Р-толщина 0,5 мм (лист после растяжения)

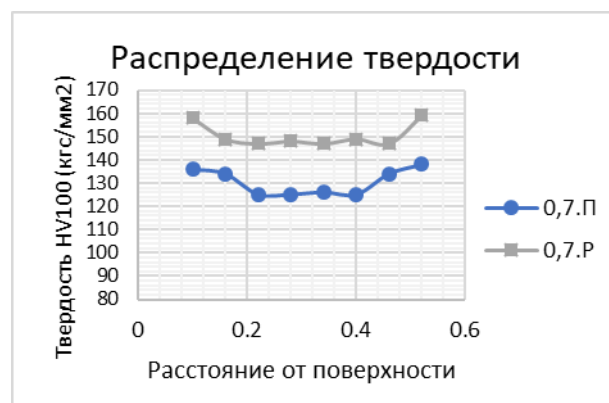


Рис. 12. Распределение твердости при  $S=0,7$  мм, где 0,7П – толщина 0,7 мм после прокатки; 0,7Р-толщина 0,7 мм (лист после растяжения)

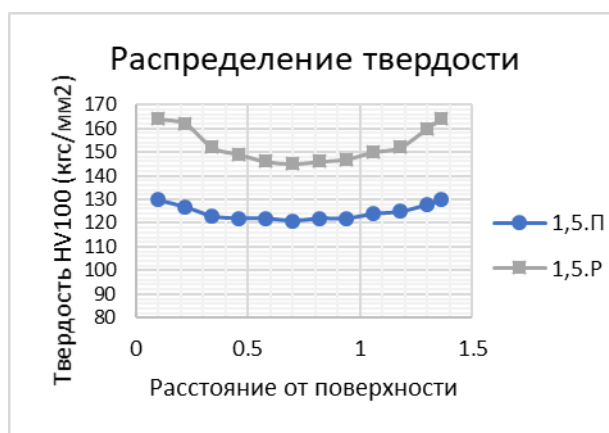


Рис. 13. Распределение твердости при  $S=1,5$  мм, где 1,5П – толщина 1,5 мм после прокатки; 1,5Р-толщина 1,5 мм (лист после растяжения)

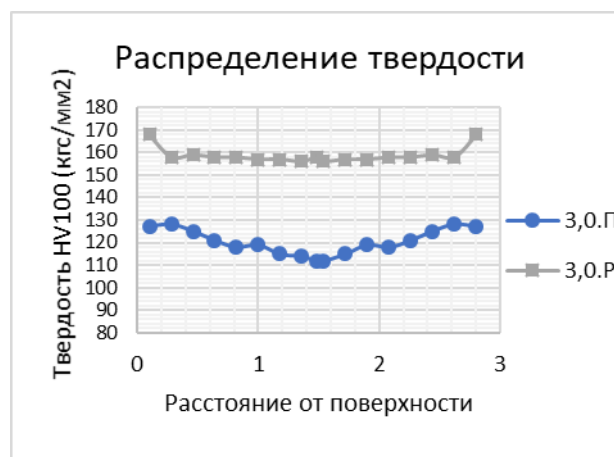


Рис. 14. Распределение твердости при  $S=3,0$  мм, где 3,0П – толщина 3 мм после прокатки; 3,0Р-толщина 3 мм (лист после растяжения)

Уменьшение твердости к середине образца сохраняется и при деформации растяжения. Области с наименьшей твердостью располагаются по середине, а ближе к краям твердость увеличивается. Однако, различие твердости внутреннего и внешней области будет менее заметно (раз-

ница в распределении твердости по толщине с ростом деформации уменьшается.

Среднее значение микротвердости на основании результатов испытаний, на растяжение сведены в таблицу 2.

Таблица 2

Среднее значение микротвердости

S, мм	0,5	0,7	1,5	3
Материал в состоянии поставки с завода, HV	149,3	130,4	124,2	120,2
После растяжения, HV	173,7	150,5	152,1	158,1

Как видно из таблицы с увеличением толщины листа твердость материала снижается. Увеличение твердости после растяжения связано с возрастанием накопленной деформации в листовом металле.

Для практического использования данных проведенного исследования в технологические расчеты, можно воспользоваться работой Деля Г.Д. [9], который показал, что увеличение накопленной пластической деформацией взаимосвязано с возрастанием твердости материала. Аппроксимируя данные для стали с содержанием углерода 0,08% представленные в таблицах 1 и 2 и принимая, что распределение твердости до деформации  $\varepsilon=0,4$  может быть представлена линейно [4], получим зависимость интенсивности деформации материала от твердости

$$\varepsilon = \frac{HV}{260} - 0,44.$$

Используя данную зависимость, можно по изменению твердости определить распределение накопленной в листе деформации, что позволит проводить более точные расчеты последующего формоизменения заготовки.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе исследований выявлено, что для марки материала 08пс твердость различна в зависимости от толщины листа. При этом чем толще материал, тем средняя твердость стали ниже. Данное изменение возможно связано с увеличением накопленной деформации при прокатке материала. Приведены графики, по которым видно, что материал по толщине не однороден. Твердость материала не одинакова и меняется вглубь листа, где снижается к центру. В связи с этим можно рекомендовать при разработке технологии учитывать неравномерность накопленной деформации по толщине листа.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Данилов В.И. Особенности лазерной резки листовой стали и мониторинг качества образцов после лазерного воздействия / В.И. Данилов, Л.Б. Зуев, Н.И. Кузнецова и др. // Прикладная механика и техническая физика. – 2006. - Т.47, № 4. - С.176–184
2. Алдунин А.В. Исследование распределения пластической деформации по толщине стальных полос / А.В. Алдунин, А.В. Шумеев // Технология машиностроения и материалы. Известия МГТУ «МАМИ». -2014. - № 4(22), т. 2.

3. V.B. Belousov, S.A. Tupalin, Y.G. Kalpin. How the Material Thickness Affects 0.08% Carbon Cold-Rolled Sheet Steel. // Materials Engineering and Technologies for Production and Processing V. Solid State Phenomena Vol. 299. 2020. p. 409-418.

4. Типалин С.А. Определение накопленной деформации в процессе выдавливания технологической канавки // Заготовительные производства в машиностроении. – 2013. - №8. - С.22-24.

5. Шпунькин Н.Ф., Типалин С.А. Исследование свойств многослойных листовых материалов / Н.Ф. Шпунькин, С.А. Типалин // Заготовительные производства в машиностроении. – 2013. - №1. - С. 28-31.

6. [http://www.rbmc.ru/sites/rbmc.ru/files/stal\\_jfe\\_series\\_1\\_e\\_c\\_cat.3\\_rus.pdf](http://www.rbmc.ru/sites/rbmc.ru/files/stal_jfe_series_1_e_c_cat.3_rus.pdf).

7. Kalpin Yu.G., Filippov Yu.K., Tupalin S.A., Zaitsev A.G. The study of stamping rod tupe parts using eccentrically located head // ChernyeMetally 2019, №7, с. 41-46

8. Kalpin Yu.G., Filippov Yu.K., Egorov S.A., Mishin V.I. Sample for mechanical testing of materials by plastic uniaxial upsetting // ChernyeMetally 2019, №8, p. 62-66

9. Дель Г.Д. Определение напряжений в пластической области по распределению твердости. М., Машиностроение, 1971, 200 с

10. S.A. Tupalin, M.A. Petrov, Y.A. Morgunov. Theoretical Investigation of the Bending Process of the Pre-Strained Metal Sheet. // Materials Engineering and Technologies for Production and Processing V. Solid State Phenomena Vol. 299. 2020. p. 351-358.

11. Christopher B. Smith, Rajiv S. Mishra. Friction Stir Processing for Enhanced Low Temperature Formability / Elsevier. 2014 p. 11-124.

12. Song, S. Yovanovich, M.M. Relative Contact Pressure: Dependence Upon Surface Roughness and Vickers Microhardness // Journal of Thermophysics and Heat Transfer, Vol. 2, No. 1, pp. 43-47, 1988.

13. Калпин Ю.Г., Перфилов В.И., Петров П.А., Рябов В.А., Филиппов Ю.К. Сопротивление деформации и пластичность металлов при обработке давлением – М: МГТУ: «МАМИ», 2007 - 113 с.

14. Mott M.A. Micro-Indentation Hardness Testing // Butterworths Scientific Publications, 1956

15. ГОСТ 9450-76. Измерение микротвердости вдавливанием алмазных наконечников – М: Изд. Стандартов, 1993.

16. Кобзарь А. И. Прикладная математическая статистика. Для инженеров и научных работников – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2006 – 816 с.

17. Hill R (1948) A theory of the yielding and plastic flow of anisotropic metals. Proc R Soc Lond Ser A 193

18. Brunet M, Morestin F, Walter-Leberre H (2005) Failure analysis of anisotropic sheet-metals using non-local plastic damage model. J Mat Proc Technol 170

19. Van Houutte P (1992) Anisotropic plasticity. In: Hartley P, Pillingar I, Sturgess C (eds) Numerical modeling of material deformation process: research, development and applications. Springer-Verlag, London

20. Zhiying C, Xianghuai D (2009) The GTN damage model based on Hill'48 anisotropic yield criterion and its application in sheet metal forming. Comp Mat Sci 44

21. Бернштейн М.Л., Займовский М.А. Механические свойства металлов, — М.: Металлургия, 1979. — 496 с.

22. Адамеску Р.А., Гельд П.В., Митюшов Е.А. Анизотропия физических свойств металлов. – М.: Металлургия, 1985. – 136 с.

---

---

# Testing the Cross-Sectional Microhardness in Sheets with a 0.08% Carbon Concentration

S.A. Tupalin, V.B. Belousov, S.I. Lyubetskaya  
Moscow Polytechnic University  
Moscow, Russia

Tsa\_mami@mail.ru, 1736113@rambler.ru, xboctik1990@mail.ru

*Abstract.* The research team studied the hardness of cold-rolled sheets of varying thicknesses containing 0.08% carbon. Greater thickness correlated with lower mean hardness. The hardness was found to drop in the middle of a plate and to gradually increase towards the edges. This pattern was observed regardless of the thickness of thin cold-rolled sheet steel. The change in hardness may indicate uneven accumulated strain in the sheets rolled to a desired value. Pre-hardened sheets were analyzed to find whether the hardness was homogeneous through

the thickness. The material was hardened by axial tensioning. Analysis showed that at greater accumulated strain, the through-thickness hardness was affected as well. However, the difference was less pronounced at the edge as well as in the middle of sheets. The paper shows graphs of the hardness distribution through thickness.

*Keywords:* sheet, tensioning, hardness, microhardness, accumulated strain, change of properties.

# Плотность распределения деформаций на боковых гранях полосы при прокатке

Реков А.М.

Уральский федеральный университета им. Первого Президента России Б.Н. Ельцина  
Екатеринбург, Россия  
arekov@yandex.ru

**Аннотация.** Определены экспериментальные плотности распределения интенсивности главных деформаций и напряженно – деформированное состояние металла на боковых гранях полосы алюминия при прокатке в валках с гладкой бочкой. Вычислены коэффициенты обжатия, уширения и вытяжки. Размеры поперечного сечения полосы выбраны таким образом, чтобы уширение было минимальным. Соответственно при прокатке реализуется деформированное состояние, близкое к плоскому. Произведена оценка корреляции между интенсивностью деформаций и напряженно - деформированным состоянием макрообъемов, возникающих на гранях полосы. Определены параметры двумерной функции плотности вероятностей совместного распределения интенсивности деформаций и показателя напряженно-деформированного состояния Надаи-Лоде. Плотности распределения продольных, поперечных деформаций и интенсивности главных деформаций в очаге прокатки полосы являются бимодальными, что соответствует двум зонам отставания и опережения при прокатке. Результаты работы могут быть использованы для прогноза исчерпания ресурса пластичности при прокатке полосы.

**Ключевые слова:** функция распределения, относительные деформации, напряженно-деформированное состояние, математическая статистика, статистический анализ результатов, вероятность.

## ВВЕДЕНИЕ

Неоднородность деформаций является общим свойством всех поликристаллических материалов. В пластической области деформирования, широко используются экспериментальные методы. При этом неоднородность деформаций проявляется на различных структурных уровнях в зависимости от формы, размеров и материала образца, вида испытаний [1–6]. Для определения пластических деформаций поверхностных слоев образца или изделия применяется метод делительных сеток (универсальные и шахматного типа [5–6]). Размер ячеек делительной сетки принимается в зависимости от целей исследования. При определении пластических мезодеформаций 1-го рода этот размер соизмерим со средним размером зерна материала образца (10–25 мкм). Мезодеформации 2-го рода определяются внутри зерен поликристалла (5-10 микрометров). Макродеформации, без учета влияния анизотропии свойств отдельных кристаллитов, определяются с помощью крупных сеток (0,5–5,0 мм). [1,2]. В работе [5] показано, что объем материала, размером  $8^3$  можно считать изотропным. Полную характеристику неоднородности поля деформаций можно получить с помощью вероятностных законов распределения. Параметрами законов распределения [8-10] являются среднее значение, стан-

дартное отклонение и коэффициенты парной корреляции. Напряженно-деформированное состояние отдельных зерен поликристаллического образца (мезодеформации 1-го уровня) оценивается с помощью параметра Надаи-Лоде  $\chi$  [5]. Метод делительных сеток является наглядным и прямым методом определения деформаций. Для обработки результатов экспериментов применяются классические методы математической статистики и теории вероятностей [7]. Недостатки метода делительных сеток: высокая трудоемкость, что обусловлено большим объемом измерений; и возможность определения только остаточных пластических деформации.

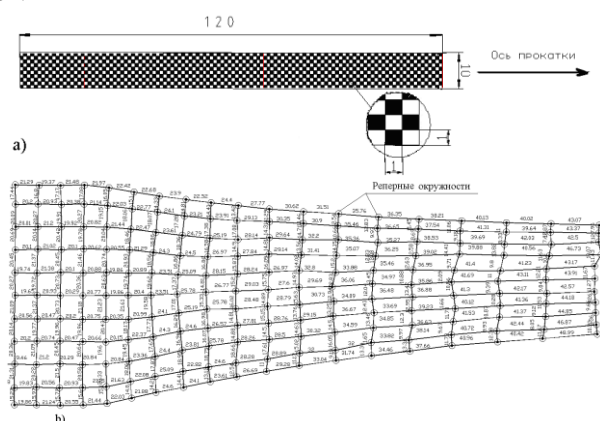
Ресурс пластичности материала, в процессе пластического формоизменения изделия, зависит от предельной степени деформации сдвига и от напряженно - деформированного состояния. [11-13]. Наиболее опасное, с точки зрения разрушения материала, напряженно- деформированное состояние соответствует одноосному растяжению образца (параметр Надаи-Лоде  $\chi = -1,0$ ) [6]. Практика прокатки показала, что микро и макротрещины возникают на гранях полосы [11]. Следовательно, именно на гранях полосы в процессе прокатки выше интенсивность деформаций и реализуется наиболее «жесткое» напряженно-деформированное состояние. При этом в плоскости прокатки в полосе деформированное состояние близко к плоскому и соответствует чистому сдвигу  $\chi = 0$  [13–14].

Цель данного исследования определение параметров двумерной плотности совместного распределения интенсивности деформаций и коэффициента Надаи-Лоде в макроструктуре на боковых гранях полосы при плоской прокатке. Двумерное распределение позволяет определить относительное макрообъемов на боковых гранях полосы, ресурс пластичности в которых исчерпан. В таких объемах наиболее вероятно возникновение дефектов в виде микропор и микротрещин.

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Пластины с размерами 120x60x10 мм (рис.1) изготавливали из электротехнического алюминия. Размеры поперечного сечения образцов соответствуют плоскому деформированному состоянию чистого сдвига (прокатка широкой полосы). Границы зерен определяли травлением в стандартном растворе кислот (царская водка). Режим травления подбирали экспериментально. Средний размер зерна, определенный методом случайных секущих, составил 0,120 миллиметров. Зерна являются равноосными. Делительную сетку с квадратными ячейками 1x1 мм наносили на полированную поверхность образца "рис.1,а "

фотоспособом [5]. Размер стороны квадратной ячейки  $\ell_c = 1,000 \pm 0,054$  мм. Ошибка измерения длины ячейки определена при 95% уровне доверительной вероятности. Число зерен в пределах ячейки делительной сетки равно  $8^2$ .



а) образец с делительной сеткой ;  
б) фрагмент результатов измерения делительной сетки.

Рис.1. Образец для испытаний

Прокатку проводили в центре «Пластометрия» института машиноведения УрО РАН на стане Кварто/ДУО 55-260. Валки стана устанавливались по схеме ДУО.

- Радиус валков  $R$ , мм 126,4 ;
- Величина отношения  $\Delta h/R$  0,04 ;
- угол захвата  $\alpha$ , рад 0,20341 ;
- вытяжка  $\lambda$  2,3 ;
- длина очага деформации  $L$ , мм 25,71
- уширение  $\Delta b/b$ , % 5,0

Координаты узлов исходных и деформированных делительных сеток (рис.1б) измеряли, по их цифровым фотографиям. Измерения проводили на экране монитора компьютера, средствами системы AUTOCAD. Изображение делительной сетки увеличивали до размера ячейки, равного 20 мм. Узлы ячеек отмечали реперами, выполненными в форме окружности. Измеряли координаты центров этих кругов. Линейные размеры увеличенных ячеек в продольном и поперечном направлениях относительно оси прокатки определяли по разности координат узлов. Измерения проводили с точностью до сотых миллиметра. Искажения прямых углов ячеек определяли с точностью до одного градуса (0,017 радиана).

По результатам измерений рассчитываются относительные пластические деформации в ортогональных направлениях (вдоль  $\varepsilon_{11}$  и поперек оси прокатки образца  $\varepsilon_{22}$ ) сдвиговые  $\varepsilon_{12}$  и главные деформации в плоскости образца  $\varepsilon_{1,2}$  и их интенсивность  $\varepsilon_u$  [5,6].

$$\varepsilon_u = \sqrt{2 \left[ (\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2 \right]} / 9 \quad (1)$$

$$\varepsilon_{1,2} = \frac{1}{2} \left[ \varepsilon_{11} + \varepsilon_{22} \pm \sqrt{(\varepsilon_{11} - \varepsilon_{22})^2 + \varepsilon_{12}^2} \right] \quad (2).$$

Величину третьей главной деформации  $\varepsilon_3$  находили из условия постоянства объема металла полосы при прокатке  $\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3 = 0$ .

Деформированное состояние отдельных зерен оценивали с помощью параметра Надаи-Лоде [5]:

$$\chi = (2\varepsilon_2 - \varepsilon_1 - \varepsilon_3) / (\varepsilon_1 - \varepsilon_3) \quad (3)$$

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

Изменение степени вытяжки в пределах длины очага деформации аппроксимировали полиномом второй степени  $\lambda = 0,0029\ell^2 + 0,0005\ell + 0,9611$ , коэффициент достоверности аппроксимации  $R^2 = 0,9859$ . Статистики продольных, поперечных, сдвиговых деформаций и интенсивности главных деформаций приведены в табл.1

Таблица 1

Параметры распределения деформаций

Деформации	Статистики деформаций		
	Среднее значение	Стандарт	Коэффициент вариации, %
Продольные	0,511	0,400	80
Поперечные	-0,235	0,174	74
Сдвиговые	0,012	0,052	23
Интенсивность в очаге деформации	0,530	0,390	74
Интенсивность на выходе полосы	1,372	0,104	7,6

Плотности распределения продольных, поперечных и главных деформаций "рис.2" в очаге прокатки отличаются от нормального закона распределения и являются бимодальными. Для плотности распределения интенсивности главных деформаций значение первой моды равно 0,120, а второй - 1,02. Максимальная величина интенсивности деформаций равна 1,36 "рис.3". Такой характер распределений соответствует тому обстоятельству, что в процессе прокатки объем металла полосы не сразу получает деформацию, а постепенно по мере заполнения очага деформации. В очаге деформации принято выделять две зоны: отставания и опережения. [11,12]. Расчеты показали, что вне валков интенсивность деформаций на 16% выше, максимального значения интенсивности главных деформации в очаге прокатки (табл.1). Это явление обусловлено влиянием сил трения в очаге деформации [11].

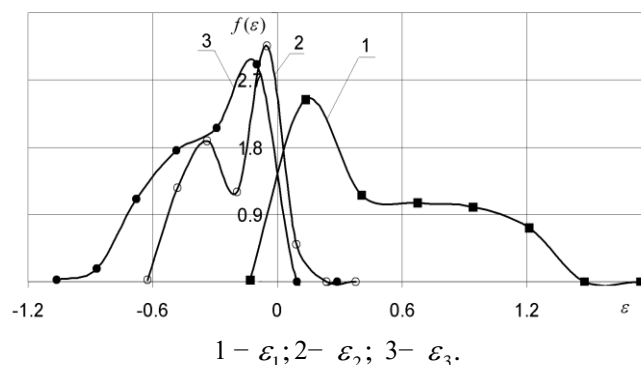


Рис.2 Плотности распределения главных деформаций

Плотность распределения случайного параметра Надаи-Лоде является мультимодальной. Значение моды равно  $-0,87$ , что близко по величине к наиболее жесткому напряженно-деформированному состоянию, соответству-



ющему одноосному растяжению ( $\chi = -1,0$ ). Вне очага деформации напряженно-деформированное состояние полосы более благоприятное – модальное значение параметра Надаи-Лоде  $\chi = -0,74$  "рис. 3".

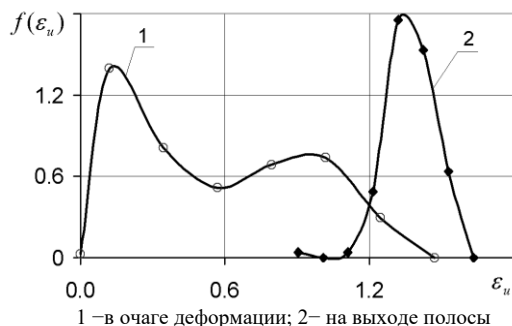


Рис.3 Плотность распределения интенсивности главных

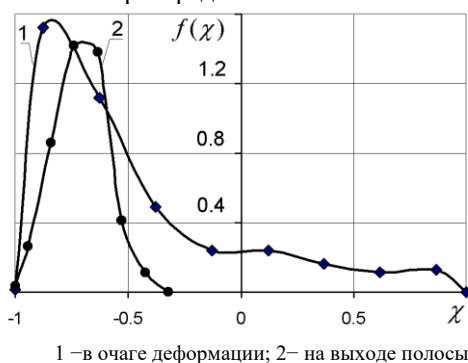


Рис. 4. Плотности распределения параметра Надаи-Лоде

Построение экспериментальной гистограммы проводили по двум массивам, размером (20x16): а) интенсивности деформаций и б) случайного параметра Надаи-Лоде. Диапазон значений интенсивности деформаций разбивали на шесть равных интервалов, а диапазон значений параметра Надаи-Лоде - на 8 равных интервалов. Коэффициент корреляции между указанными величинами составил значение, равное -0,17. Следовательно, интенсивность главных деформаций и параметр Надаи-Лоде можно, приближенно, считать независимыми величинами.

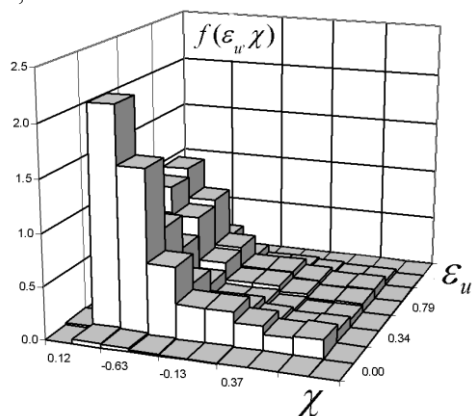


Рис. 5. Плотность совместного распределение интенсивности главных деформаций и параметра Надаи-Лоде

Вероятность одновременного совместного появления определенных значений интенсивности деформаций и напряженно –деформированного состояния на боковой поверхности полосы находили по теореме умножения ве-

роятностей [7]. По результатам вычислений строили гистограмму двумерной функции распределения "рис. 5".

Из плотности распределения получаем, что в интервале интенсивности главных деформаций от 1,13 до 1,36 при значениях параметра от 0,74 до 0,99 находится 3,4% ячеек размером 1 мм<sup>2</sup>. Соответственно в образце размером 120x10 мм, примерно, 80 таких ячеек (по 40 ячеек на каждую сторону). При известной величине предельной степени пластичности материала можно найти относительное число ячеек, в которых ресурс пластичности исчерпан.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

1. Экспериментальные законы распределения деформаций ячеек являются бимодальными, что согласуются с наличием зоны отставания и зоны опережения в очаге деформации полосы.

2. В плоскости полосы реализуется плоское деформированное состояние, соответствующее чистому сдвигу (величина уширения не превышает 5%).

3. Напряженно-деформированное состояние на боковых гранях полосы отлично от НДС в плоскости прокатки и соответствует одноосному растяжению.

4. Построена экспериментальная плотность совместного распределения интенсивности деформаций и параметра Надаи-Лоде.

5. Результаты работы позволяют прогнозировать исчерпание ресурса пластичности в отдельных участках размером 1x1 мм на боковых гранях полосы при прокатке.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Структурные уровни пластической деформации и разрушения / Панин В.Е. ISBN:5-02-029308-3 Издательство: Наука. – 1990 – 255 с.

2. Панин В.Е Физическая мезомеханика - новая парадигма на стыке физики и механики деформируемого твердого тела / Ю.В.Гриняев // Физическая мезомеханика. 2003. - Т. 6. - № 4. - С. 9-36.

3. Пригоровский Н.Н. Методы и средства определения полей деформаций и напряжений: Справочник – М.: Машиностроение, 1983. – 248 с.

4. Гурьев А.В., Исследование микро особенностей деформации реальных сплавов / Л.В Кукса, Ю.Д.Хесин // Металлы. – 1967. – № 4. – С. 122–129.

5. Вайнштейн А.А. Основы теории упругости и пластичности с учетом микроструктуры материала. / А.А. Вайнштейн, В.Н. Алехин. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2006. – 384 с.

6. Реков А.М. Определение параметров прецизионных малобазных делительных сеток по их изображениям / А.М. Реков, В.Т. Корниенко, Э.О.Корниенко // «Наука и технологии». Том 1 – Краткие сообщения XXX Российской школы, посвященной 65-летию Победы – Екатеринбург: УрО РАН. 2010. С.179-181.

7. Смирнов Н.В. Курс теории вероятностей и математической статистики для технических приложений /Н.В.Смирнов, И.В.Дунин- Барковский. – М.: Наука, 1969. – 512 с..

8. Реков А.М. Двумерная плотность распределения деформированного состояния мезообъемов при плоской деформации / А.М. Реков // Математическое моделирование в естественных науках Т1, 2015, С.373-376.

---

9. Реков А.М. Функции распределения напряженно - деформированных состояний микроструктуры поликристаллов / А.М. Реков // Заводская лаборатория. Диагностика материалов. – 2014. № 2, Том 80. – С. 26-31.

10. Реков А.М. Двумерная плотность распределения деформированного состояния мезообъемов образца / А.М. Реков // XI Всероссийский съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики. Аннотации докладов (Казань, 20-24 августа 2015 г.), Изд. Академии Наук РТ. – Казань, 2015 - С.238

11. Богатов А.А. Ресурс пластичности металлов при обработке давлением. / А.А. Богатов, О.И. Мижицкий, С.В.Смирнов. – М: Металлургия,1984. – 144 с.

12. Грудев А.П. Теория прокатки / А.П.Грудев . – М.:Металлургия,1988. – 240 с

13. Реков А.М. Локальные перегрузки мезоструктуры стальных образцов при плоской прокатке / А.М. Реков // Сталь. – 2013. № 11. – С. 90-94.

14. Rekov A.M Laws of mesostrain distribution in aluminum strip rolling .doi.org/10.1063/1.4967156/ А.М. Rekov // AIP Conference Proceedings.-2016. vol. 1785, is.1.

## The Density of Deformations Distribution on the Side Edges During Strip Rolling

Rekov A.M.

Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin  
Ekaterinburg, Russia  
arekov@yandex.ru

**Abstract.** Experimental densities of intensity distribution for main deformations, as well as the stress strain state of a metal on the side edges of an aluminum strip during its flat rolling have been determined. Strain, spread and extrusion ratio have been evaluated. The dimensions of the strip cross-section have been chosen in a way that minimizes spreading. Therefore, the deformed state under rolling is close to a flat one. The correlation between the deformation intensity and the stress-strain state of macro-volumes occurred on strip edges has been estimated. The parameters of two-dimensional probability-density function for the joint distribution of defor-

mation intensity and the Nadai-Lode stress-strain parameter have been determined. Distribution densities for longitudinal, transverse deformations and the intensity of main deformations in the zone of strip rolling are bimodal, which corresponds to both forward and backward slip zones under rolling. The results of the work can be used to predict the depletion of plasticity resources during strip rolling.

**Key words:** distribution function, relative deformations, stress-strain state, mathematical statistics, statistical analysis of the results, probability.

# Анализ развития и разработка способа повышения КПД дуг в дуговых сталеплавильных печах малой вместимости

Макаров А.Н., Окунева В.В.

ФГБОУ ВО «Тверской государственный технический университет»

Тверь, Россия

tgtu\_kafedra\_ese@mail.ru

**Аннотация.** Произвели анализ работы дуговых сталеплавильных печей, вместимостью 1,5-20 тонн. Разработали методику расчета, рассчитали и исследовали КПД дуг и удельный расход электроэнергии в малотоннажных печах. Выявили причину повышенного удельного расхода электроэнергии на расплавление шихты в малотоннажных печах. В электропечах 1,5-20 т низкий КПД дуг, равный 0,55-0,57 и соответствующий ему высокий удельный расход электроэнергии на расплавление 475-500 кВт·ч/т.

**Ключевые слова:** печь, сталь, электрическая дуга, тепловое излучение, КПД, электропотребление

## ВВЕДЕНИЕ

Для расчета среднего КПД дуг печей за период расплавления и последующего объяснения повышенного удельного расхода электроэнергии в печах малой вместимости необходимы данные энергетических балансов плавки. Измерения энергетических балансов печей длительные, трудоемкие, дорогостоящие опытно-экспериментальные исследования, проводимые на печах коллективами, включающими в свой состав, как правило, исследователей нескольких организаций [1-3]. Например, в конце 1970-х, начале 1980-х годов сотрудники ВНИИЭТО в течение 10 лет проводили опытно-экспериментальные исследования энергобалансов печей номенклатурного ряда печей малой вместимости ДСП-1,5 - ДСП-20. В состав исследовательского коллектива входили сотрудники Центрэнергочермета, Юго-Восточного энергочермета, НИИМ, ВНИИАМ и сотрудники заводов, на которых проводились исследования. Результаты составления энергетических балансов печей изложены в [4,11].

В металлургии в мире и в РФ 40% стали производят в дуговых сталеплавильных печах (ДСП), 60% - в кислородных конверторах. Во всех отраслях машиностроения РФ в литейном производстве используется около тысячи ДСП (рис. 1). Литературный обзор, проведенный автором Макаровым А.Н. в 1979 г., тогда аспирантом МЭИ, в ГПНТБ за 1978-1900 г.г. показал отсутствие в России и зарубежных странах формул для расчета теплообмена в ДСП. Электрическая дуга, основной источник тепла в ДСП как ионизированный газовый объем теплового излучения, представляла «черный ящик».



Рис. 1. Дуговая сталеплавильная печь вместимостью 6 тонн металла

В 1975-76 г.г. произошло увеличение мощности сто-тонных ДСП с 30 до 60 МВА. В настоящее время ДСП, вместимостью 100 тонн (ДСП-100), потребляют электрическую мощность 90-120 МВА, равную 75% мощности, потребляемой областным центром с населением 500 тыс. человек и расположенной в нем промышленностью. Производительность современной ДСП-100 – один млн. тонн стали в год.

До 1979 года отсутствовала методика расчета теплообмена в ДСП. Отсутствовали данные о причинах неравномерности износа (рис. 2) и низкой стойкости футеровки стен и сводов ДСП, неравномерности расплавления лома, температуры металла по периметру и другие явления. Не зная закона теплового излучения электрической дуги нельзя управлять этим физическим явлением.

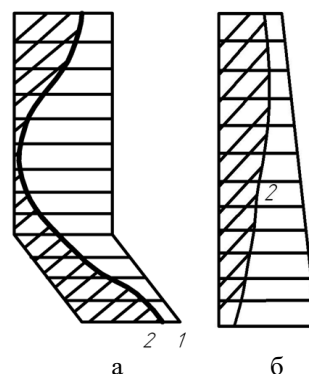


Рис. 2. Топографии износа футеровки стен ДСП-100 (а) и ДСП-3 (б): 1 – профиль кладки новых стен, 2 – профиль кладки в конце кампании стен

Закон Стефана-Больцмана для расчета теплового излучения твердых тел не подходил для расчета теплового излучения газового ионизированного объема – электрической дуги [4]:

$$q = \frac{\varphi_{12} \varepsilon_1 c_s}{F_2} \left[ \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \quad (1)$$

где  $\varphi_{12}$  – угловой коэффициент излучения поверхности  $F_1$  на поверхность  $F_2$ ;  $\varepsilon_1$  – коэффициент излучения поверхности  $F_1$ ;  $c_s$  – коэффициент излучения абсолютно черного тела;  $F_2$  – площадь поверхности  $F_2$ ;  $T_1, T_2$  – температура поверхности, соответственно,  $F_1$  и  $F_2$ . Температура дуги одинакова и в 5-тонных и в 100-тонных печах и по формуле (1) получаем одинаковые потоки от дуг на металл в 5-тонных и 100-тонных печах, что не соответствует действительности.

В 1978-82 годах автор научного открытия Макаров А.Н., тогда аспирант МЭИ, разработал геометрическую, физическую, математическую модель электрической дуги в ДСП как ионизированного цилиндрического газового источника теплового излучения, получил формулы для расчета теплового излучения дуги на поверхности в ДСП. Впоследствии, используя авторское право, формула для расчета теплового излучения цилиндрического газового объема на поверхности нагрева названа первым законом теплового излучения газового объема Макарова [4,7].

#### РАСЧЕТ КПД ДУГ В ПЕЧИ ДСП-5

Так как в печах малой вместимости ДСП-5 (рис. 3) основным источником энергии являются электрические дуги и удельный расход электроэнергии за тридцатилетний период, несмотря на увеличение мощности и производительности печи в 1,8 раза, не изменился, следовательно, не изменились условия теплообмена дуг с металлом, шлаком и КПД дуг печей. Таким образом, можно воспользоваться данными энергетических балансов плавок в период расплавления в печах ДСП-5 [11] для расчета и анализа КПД дуг и других энергетических показателей плавок, для расчета и объяснения причин повышенного удельного потребления электроэнергии малотоннажными печами. Воспользуемся результатами исследований энергетических балансов [7,11] и рассчитаем энергетические параметры плавок.



Рис. 3. Завалка шихты в ДСП малой вместимости ДСП-5

Рассчитаем и исследуем, как изменяется КПД дуг в печи ДСП-5 в периоды расплавления шихты [5,6], окисли-

тельный, рафинировки, для чего воспользуемся графиком изменения суммарной активной мощности, потребляемой печью из электрической сети в процессе плавки металла и методикой расчета КПД дуг [7,10] (рис.4)

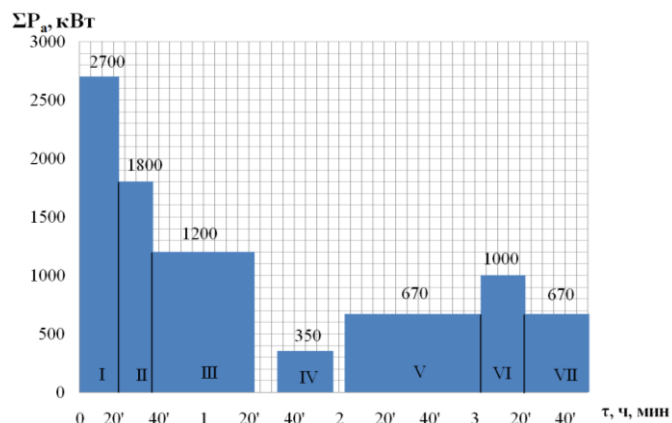


Рис. 4. Излучение потребляемой ДСП-5 мощности по ходу плавки

Разобьем график на рис. 2 на VII электрических режимов, длительность каждого: I – 20 минут (мин.), II – 20 мин., III – 40 мин., IV – 25 мин., V – 60 мин., VI – 20 мин., VII – 30 мин. На рис. 4 над каждым электрическим режимом указана потребляемая тремя фазами печи из сети мощность  $\Sigma P_a$ . Линейные вторичные напряжения печного трансформатора  $U_{2л}$  для каждого электрического режима следующие: I –  $U_{2л} = 234$  В; II, III –  $U_{2л} = 198$  В; IV–VII –  $U_{2л} = 124$  В. Между III и IV электрическими режимами плавки дважды брали пробу металла, на V электрическом режиме проводили следующие технологические операции: на 20 мин. скачивали шлак, в печь подавали между 20 и 40 мин. раскислительную смесь, после 40 мин. подавали никель. Электрические потери печи ДСП-5  $\Delta Q_3 = 5,6\%$ , электрический КПД печи, соответственно,  $\eta_3 = (1 - 0,056) = 0,944$ . Активное сопротивление одной фазы токоподвода печи  $r = 0,86 \times 10^{-3}$  Ом [4]. Рассчитали для каждого электрического режима энергетические и геометрические параметры дуг [7] (табл.1).

Таблица 1

Энергетические и геометрические параметры дуг печи ДСП-5

Параметры	Единица измерения	Номер электрического режима						
		I	II	III	IV	V	VI	VII
$P_a$	кВт	900	600	400	117	223	333	223
$P_d$	кВт	850	566	378	110	211	315	211
$\Delta P_3$	кВт	50	34	22	7	12	18	12
$I_d$	кА	7,6	6,3	5,1	2,8	3,7	4,6	3,7
$U_d$	В	112	90	74	39	57	68	57
$l_d$	мм	115	88	68	24	46	60	46
$h_3$	мм	39	40	39	37	38	39	38
$h_3/l_d$	-	0,34	0,45	0,57	1,54	0,83	0,65	0,83
$\eta_3$	-	0,77	0,44	0,50	0,76	0,6	0,47	0,6
$Q_3$	кВт·ч	891	594	792	147	670	330	335
$\tau$	ч	0,33	0,33	0,66	0,42	1,0	0,33	0,5

По результатам расчетов энергетических параметров дуг и данным табл. 1 построили график изменения КПД дуг печи ДСП-5 в процессе плавки металла (рис. 5).

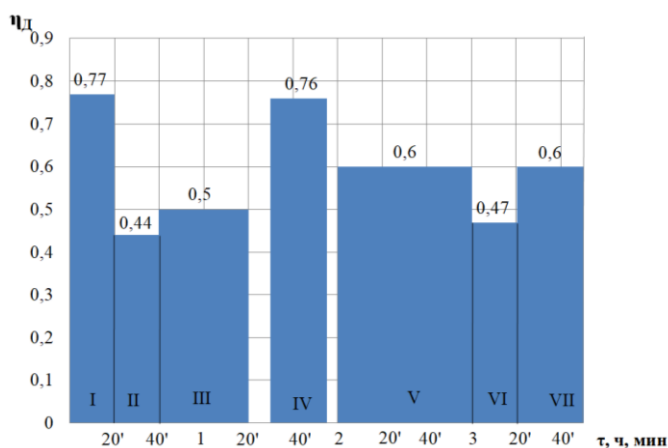


Рис. 5. Изменение КПД дуг по ходу плавки в дуговых сталеплавильных печах ДСП-5

#### РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ В ДУГОВОЙ СТАЛЕПЛАВИЛЬНОЙ ПЕЧИ ДСП-5

Данные энергобалансов [7,11] дополним следующими расчетами. Удельную полезную энергию  $Q_{пп}$  периода расплавления определим как сумму теплосодержаний стали  $Q_c$  и шлака  $Q_{ш}$ :

$$Q_{пп} = Q_c + Q_{ш} \quad (2)$$

В печах ДСП-5 приход энергии составляют электроэнергия  $Q_э$ , энергия реакций окисления Fe, Mn, Si  $Q_F$  и энергия шихты  $Q_M$  поэтому удельную полезную энергию дуг  $Q_{дп}$  в печах ДСП-5 определим как разность полезной энергии  $Q_{пп}$  и энергии реакции окисления  $Q_F$ , энергии шихты  $Q_M$ , электрических потерь  $\Delta Q_э$ . С учетом, что КПД реакции  $Q_F$  и КПД  $Q_M$  равен 1, получаем:

$$Q_{дп} = Q_{пп} - Q_F - Q_M - \Delta Q_э \quad (3)$$

Удельную полезную энергию дуг в печи ДСП-5 определим как разность удельной полезной энергии и удельных полезных энергий реакции окисления, кокса и электродов, природного газа, электрических потерь:

$$Q_{дп} = Q_{пп} - Q_F - \eta_{ГКГ} Q_G - \eta_{КЭС} Q_K - \Delta Q_э \quad (4)$$

где  $\eta_{ГКГ}$ ,  $\eta_{КЭС}$  – КПД, соответственно, факела ГКГ и реакции окисления кокса и электродов.

Средний за период расплавления КПД дуг  $\eta_{дс}$  определим как частное от деления удельной полезной энергии дуг на удельный расход электроэнергии, выделяющейся в дугах  $Q_{эд}$ :

$$\eta_{дс} = \frac{Q_{дп}}{Q_{эд}} = \frac{Q_{дп}}{Q_э - \Delta Q_э} \quad (5)$$

где  $Q_э$  – приход удельной электрической энергии.

Средний за период расплавления тепловой КПД печи определим как частное от деления полезной энергии на приход энергии  $Q_{пр}$ :

$$\eta_T = \frac{Q_{пп}}{Q_{пр}} \quad (6)$$

Данные энергетических балансов [7,11], а также результаты расчетов полезной энергии периода расплавления, полезной энергии дуг, КПД дуг, теплового КПД заносим в табл. 2.

Таблица 2  
Энергетические балансы и средние энергетические показатели периода расплавления в дуговой сталеплавильной печи ДСП-5

Показатели плавки, статьи прихода и расхода энергии	Усл. обозн-е	ДСП-5
Приход энергии, [(кВт·ч/т)/100%], в том числе:	$Q_{пр}$	633/100
- электрическая энергия	$Q_э$	475/80,4
- энергия природного газа	$Q_G$	-
- энергия кокса и электродов	$Q_K$	-
- энергия реакций окисления Fe, Mn, Si	$Q_F$	118/18,7
- энергия шихты и невязка	$Q_M$	6/0,9
Расход энергии, [(кВт·ч/т)/100%], в том числе:	$Q_{ра}$	633/100
- теплосодержание стали	$Q_c$	370/58,4
- теплосодержание шлака	$Q_{ш}$	32/5,1
- потери с охлаждающей водой	$\Delta Q_в$	7/1,1
- потери с отходящими газами	$\Delta Q_G$	39/6,2
- потери электрические	$\Delta Q_э$	35/5,6
- потери при открытом своде и поверхностью футеровки	$\Delta Q_{пов}$	57/9,1
- потери аккумулированные	$\Delta Q_ф$	92/14,5
- суммарные потери	$\Sigma \Delta Q$	230/36,5
- полезная энергия/% от $Q_{пр}$	$Q_{пп}$	402/63
- полезная энергия дуг/% от $Q_э$	$Q_{дп}$	249/52
Средний КПД дуг	$\eta_{дср}$	0,57
Средний тепловой КПД	$\eta_T$	0,64

#### АНАЛИЗ РАБОТЫ ДУГОВЫХ СТАЛЕПЛАВИЛЬНЫХ ПЕЧЕЙ МАЛОЙ ВМЕСТИМОСТИ

В печи ДСП-5 имеются удельные потери энергии, аккумулированные футеровкой, составляющие 14,5% (рис. 6) [8-10,12,13]. Каким образом проявляют себя потери, аккумулированные кладкой, в работе печи у исследователей, составляющих энергетические балансы печей, объяснения нет. В случае, если кладка печей аккумулирует тепло в процессе плавки и отдает его шихте в начале расплавления, после загрузки холодной шихты, то в приходной части энергетического баланса должен быть показатель прихода энергии, аккумулированной кладкой [14,18,19]. Данный вопрос требует ответа, для нахождения

которого необходимо провести аналитическое исследование.

В печи ДСП-5 средний тепловой КПД имеет значение  $\eta_T = 0,64$  [15-17,20]. Ввод энергии в печь с помощью электрических дуг является наиболее эффективным способом с максимальным КПД, менее эффективно используется тепло ГКГ, кокса и электродов. Однако использование порошка кокса в УВШ позволяет увеличить высоту слоя шлака и заглубить дуги в шлак, повысив их КПД. В печах ДСП-5 высота слоя шлака  $h_{ш} = 35$  мм, длина дуги в период расплавления составляет 115-135 мм, 60-70 % длины дуги не закрыто шлаком и дуга 2/3 мощности излучает на футеровку стен и свода, что соответствует КПД дуги в окончании расплавления  $\eta_d = 0,35-0,4$  [13]. В начале расплавления при горении дуг в колодце в шихте в печи ДСП-5  $\eta_d = 0,8-0,85$ , а средний за плавку КПД равен  $\eta_{дср} = 0,57$  (рис. 5). Исходя из того, что средний КПД дуг ДСП-5  $\eta_{дср} = 0,57$  следует, что в течение периода расплавления около 43% потока теплового излучения дуг попадает не на шихту, ванну металла, шлак, а на футеровку стен, свода, вызывая их нагрев, оплавление, износ футеровки. Удельный расход электроэнергии в печах ДСП-5 составляет 750-790 кВт·ч/т. Информация о износе, оплавлении футеровки стен дугами подробно изложена в [13]. В процессе эксплуатации печей футеровка постоянно изнашивается, оплавляется, ее размеры путем ремонта периодически восстанавливаются.



Рис.6. Работа манипулятора для вспенивания шлака в ДСП

В печи ДСП-5 стены после каждой плавки восстанавливаются огнеупорной массой и их стойкость составляет свыше 500 плавков. Восстановленные стены в печи ДСП-5 в процессе очередной плавки изнашиваются, оплавляются дугами и огнеупорная масса после оплавления поступает частично в шлак, частично уносится с отходящими газами. Так как электрические дуги в печах ДСП-5 являются основными источниками энергии теплового излучения, и их средний КПД составляет  $\eta_{дср} = 0,57$ , то свыше 40% мощности излучения дуг попадает на футеровку стен и свода, вызывая их износ, оплавление. Потери, накопленные в печи ДСП-5, относятся к потерям на оплавление футеровки, ее износ, данные потери в печи безвозвратные и максимальные.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Проведенными аналитическими исследованиями выявлены причины повышенного удельного потребления электроэнергии на расплавление шихты дуговыми сталеплавильными печами малой вместимости, 1,5-20 тонн. Выполненными расчетами установлено, что в малотоннажных печах КПД дуг имеет малое значение, что сказывается на повышенном удельном расходе электроэнергии в печах малой вместимости.

Для повышения КПД дуг и снижения удельного расхода электроэнергии в малотоннажных печах, вместимостью 1,5...20 т, необходимо использовать устройства для вспенивания шлака (УВШ) до высоты шлака 100...200 мм. Особенно важно использовать УВШ при вводе в печи высоких мощностей 800...1000 кВт·ч/т. Проведенными расчетами установлено следующее. При вспенивании шлака в малотоннажных печах до полного заглубления дуг в шлак можно повысить средний КПД дуг до  $\eta_{дср} = 0,72...0,74$ , снизить удельный расход электроэнергии за период расплавления до 400-420 кВт·ч/т и за плавку в целом до 600-650 кВт·ч/т. Можно использовать в таких печах газокислородные горелки (ГКГ), однако КПД ГКГ на 45...55% меньше КПД дуг, который при вспенивании шлака составляет 72...74%.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Сойфер В.М. Выплавка стали в кислых электропечах. / В.М. Сойфер. – М.: Машиностроение, 2009. – 480 с.
2. Григорьев В.П. Конструкции и проектирование агрегатов сталеплавильного производства. / В.П. Григорьев, Ю.М. Нечкин, А.В. Егоров, Л.Е. Никольский. – М.: Энергоатомиздат, 1995. – 512 с.
3. Никольский Л.Е. Оборудование и проектирование электросталеплавильных цехов. / Л.Е. Никольский, И.Ю. Зинуров. – М.: Металлургия, 1993. – 272 с.
4. Макаров А.Н. Оптимальные тепловые режимы дуговых сталеплавильных печей. / А.Н. Макаров, А.Д. Свенчанский. – М.: Энергоатомиздат, 1992. – 96 с.
5. Сойфер В.М. Энергосбережение в сталеплавильном производстве литейных цехов / В.М. Сойфер // Электрометаллургия. – 2010. – №5. – С. 21-25.
6. Евстратов В.Т. Особенности тепловой работы электропечи ДСП-120 Consteel на Ашинском металлургическом заводе / В.Т. Евстратов [и др.] // Электрометаллургия. – 2012. – №8. – С. 2-6.
7. Макаров А.Н. Теплообмен в электродуговых и факельных металлургических печах и энергетических установках. / А.Н. Макаров. – СПб.: Лань, 2014. – 384 с.
8. Бершицкий И.М. Некоторые особенности и перспективы развития малотонной электрометаллургии / И.М. Бершицкий, А.В. Протасов // Электрометаллургия. – 2015. – №10. – С. 28-35.
9. Сосонкин О.М. Водоохлаждаемый свод электродуговой печи. / О.М. Сосонкин, В.А. Кудрин. – М.: Металлургия, 1985. – 144 с.
10. Макаров А.Н. Влияние конструктивного исполнения на энергоэффективность дуговых сталеплавильных печей обычной конструкции и Consteel / А.Н. Макаров // Металлург. – 2018. – №10. – С. 13-15.
11. Макаров А.Н. Расчет и анализ энергетических параметров плавки в дуговых сталеплавильных печах обыч-

---

ной конструкции и Consteel / А.Н. Макаров // *Металлург.* – 2018. – №9. – С. 30-36.

12. Никольский Л.Е. Тепловая работа дуговых сталеплавильных печей. / Л.Е. Никольский, В.Д. Смоляренко, Л.Н. Кузнецов. – М.: *Металлургия*, 1981. – 320 с.

13. Макаров А.Н. Теория теплообмена и разработка инновационных конструкций дуговых сталеплавильных печей / А.Н. Макаров [и др.] // *Энергоресурсосбережение в промышленности. Материалы Международной научно-практической конференции, 4-5 марта 2019г. Тверь: ТвГТУ.* – 2019. – С.43-58.

14. Makarov A.N. Electromagnetic and the Arc Efficiency of Electric Arc Steel Melting Furnaces / A.N. Makarov, V.V. Rybakova, M.K. Galicheva // *Journal of Electromagnetic Analysis and Applications.* – 2014. – vol. 6. – P. 184-192.

15. Makarov A.N. Calculations of heat transfer in torch furnaces by gas volume radiation laws / A.N. Makarov // *Word Journal of Engineering and Technology.* – 2016. – vol. 4. – P. 488-503

16. Argenta P. EAF integration into the blast furnace route at Wheeling Pittsburg / P.Argenta, M.Corbella // *MPI International.* – 2006. – №2. – P. 42-47.

17. Makarov A.N. Theory of radiative heat exchange in furnaces, fire boxes, combustion chamber is replenished by four new laws / A.N. Makarov // *Science Discovery.* – 2014. – vol. 2. – P. 34-42

18. Макаров А.Н., Зуйков Р.М. Способ плавки стали в плазменно-дуговой печи постоянного тока // *Патент России №2330072.* 2008. Бюл. №27.

19. Макаров А.Н., Макаров Р.А., Дунаев А.Ю. Дуговая сталеплавильная печь постоянного тока // *Патент России №2190815.* 2002. Бюл. №28

20. Макаров А.Н. О влиянии формы электрода и параметров дуги на ее заглублиение в ванну металла в дуговых сталеплавильных печах / А.Н. Макаров, А.В. Кузнецов, В.В. Рыбакова, М.К. Галичева // *Промышленная энергетика.* – №10. – 2014. – С. 10-15.

# Analysis of the Development and Working of a Method for Increasing the Efficiency of Arcs in Small-Capacity Arc Steel Furnaces

Makarov A.N., Okuneva V.V.  
Tver State Technical University  
Tver, Russia  
tgtu\_kafedra\_ese@mail.ru

**Abstract.** We analyzed the operation of arc steel furnaces with a capacity of 1,5-20 tons. We developed a calculation method, calculated and investigated the arc efficiency and specific power consumption in low-tonnage furnaces. The reason for the increased specific power consumption for melting the charge in low-tonnage furnaces was revealed. In electric furnaces of 1,5-20

t, the arc efficiency is low, equal to 0,55-0,57 and the corresponding high specific power consumption for melting is 475-500 kWh/t.

**Keywords:** furnace, steel, electric arc, thermal radiation, efficiency, power consumption.

# Гидрирование нитросоединений на каталитических системах, содержащих оксиды редкоземельных элементов

Курунина Г. М., Иванкина О.М., Бутов Г. М.

Волжский политехнический институт (филиал) федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Волгоградский государственный технический университет»

Волжский, Россия

galina1@mail.ru, butov@post.volpi.ru

**Аннотация.** Данная работа посвящена исследованию активности 1% палладиевых катализаторов, содержащих в качестве носителя оксиды редкоземельных элементов (ОРЗЭ) и оксид алюминия в реакциях гидрирования нитросоединений на примере нитробензола и *o*-нитроанизола. Эти каталитические системы в условиях жидкофазного гидрирования обеспечивают высокую селективность процесса и практически количественный выход. Было установлено, что частичная замена  $Al_2O_3$  на ОРЗЭ позволяет увеличить скорость гидрирования в 5 - 6 раз по сравнению с катализатором сравнения и в 1,2-1,7 раз по сравнению с индивидуальным носителем. Использование смесей оксидов (ОРЗЭ и  $Al_2O_3$ ) в количестве 20 – 40 % оксида РЗЭ позволяет достичь такой же скорости гидрирования, как на 1% Pd катализаторе, содержащем ОРЗЭ.

**Ключевые слова:** гидрирование, ароматические нитросоединения, катализ, оксиды редкоземельных элементов, палладий.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время ассортимент катализаторов, используемых в химической и нефтехимической промышленности очень высок. Поскольку развитие катализа и каталитических технологий в значительной мере обуславливают конкурентную способность нефтехимической продукции на рынке [1], исследования в этой области по-прежнему ведутся активно [2-13].

Перспективными направлениями исследований в катализе является создание катализаторов, которые проявляли высокую активность в мягких условиях и атмосферном давлении в условиях жидкофазного гидрирования, обеспечивающих высокую селективность процесса. Использование таких катализаторов приобретает особую актуальности при гидрировании термически не стабильных веществ, например, ди- и полинитросоединений. В связи с этим исследование катализаторов, содержащих оксиды редкоземельных элементов [14-22] и металлы платинопалладиевой группы [23-25], являются актуальными.

Работа является продолжением исследований гидрирования нитросоединений на катализаторах, содержащих оксиды редкоземельных элементов (оксиды РЗЭ) и платину или палладий в количестве 1% [26].

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Ранее проведенные нами исследования катализаторов 1%Pd/ОРЗЭ показали высокую активность в реакциях гидрирования нитросоединений [26,27]. В продолжение данных исследований и с целью снижения стоимости каталитических систем, содержащих оксиды РЗЭ, было предложено модифицировать носитель, путем введения оксида алюминия. В качестве катализатора сравнения был использован известный 1% Pd, нанесенный на оксид алюминия ( $Al_2O_3$ ).

В данной работе изучалась активность палладиевых катализаторов, нанесенных на смешанные носители:  $Al_2O_3$  и ОРЗЭ, в реакции гидрирования *o*-нитроанизола и нитробензола. Гидрирование протекает по ниже приведенным схемам:

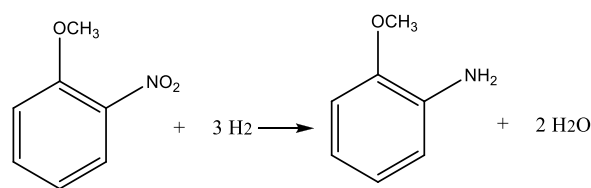


СХЕМА 1

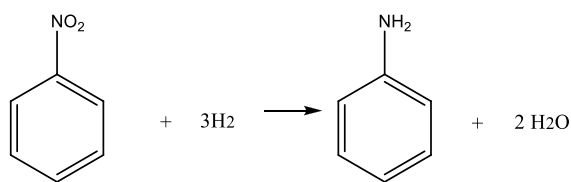


СХЕМА 2

Реакцию гидрирования *o*-нитроанизола и нитробензола изучали потенциометрическим методом на лабораторной установке. Описание схемы установки и методики проведения опытов представлены в работе [28]. Условия гидрирования:  $P(H_2) = 1$  атм.,  $T = 293 \pm 5$  К.

## МЕТОД ПРИГОТОВЛЕНИЯ 1-% ПАЛЛАДИЕВОГО КАТАЛИЗАТОРА (Pd – РЗЭ/AL<sub>2</sub>O<sub>3</sub>)

Для изучения скорости гидрирования *o*-нитроанизола были приготовлены 1% палладиевые катализаторы, нане-



сенные на смешанный носитель ( $\text{Al}_2\text{O}_3$  и ОРЗЭ). Кроме того, были приготовлены 1% палладиевые катализаторы, нанесенные на индивидуальные носители  $\text{Al}_2\text{O}_3$  и ОРЗЭ, которые использовались в качестве катализаторов сравнения.

Хлорид РЗЭ предварительно получали при взаимодействии ОРЗЭ и соляной кислоты. Ион РЗЭ имел заряд 3+ (например,  $\text{GdCl}_3$ ). В стакан помещали смешанные объемы солей хлоридов палладия и оксида редкоземельного элемента, добавляли  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Методика приготовления катализаторов аналогична описанной в работе [5].

### ОБСУЖДЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Была изучена активность палладиевых каталитических систем, содержащих ОРЗЭ и  $\text{Al}_2\text{O}_3$  в различных соотношениях. Исследования проведены практически для полного ряда ОРЗЭ. Оксид прометия ( $\text{Pr}_2\text{O}_3$ ) не был использован, так как он является радиоактивным. Результаты гидрирования нитросоединений приведены в таблице 1 и 2.

Таблица 1

Начальная скорость гидрирования нитросоединений на 1%Pd катализаторах, содержащих смеси  $\text{Al}_2\text{O}_3$  и ОРЗЭ

Оксид РЗЭ	o-Нитроанизол	
	Массовая доля, $\omega\%$	Скорость гидрирования, $W \cdot 10^4$ , моль/(мин · гКт)
$\text{Ce}_2\text{O}_3$	70	12,5
$\text{Pr}_2\text{O}_3$	70	7,44
$\text{Nd}_2\text{O}_3$	80	17,11
$\text{Sm}_2\text{O}_3$	80	18,01
$\text{Eu}_2\text{O}_3$	80	18,45
$\text{Gd}_2\text{O}_3$	80	18,08
$\text{Tb}_2\text{O}_3$	60	19,42
$\text{Dy}_2\text{O}_3$	80	16,52
$\text{Ho}_2\text{O}_3$	70	13,69
$\text{Er}_2\text{O}_3$	80	12,8
$\text{Tm}_2\text{O}_3$	80	9,15
$\text{Yb}_2\text{O}_3$	80	8,33
$\text{Lu}_2\text{O}_3$	70	7,44

Таблица 2

Начальная скорость гидрирования нитросоединений на 1%Pd катализаторах, содержащих смеси  $\text{Al}_2\text{O}_3$  и ОРЗЭ

Оксид РЗЭ	Нитробензол	
	Массовая доля, $\omega\%$	Скорость гидрирования, $W \cdot 10^4$ , моль/(мин · гКт)
$\text{Ce}_2\text{O}_3$	70	13,39
$\text{Pr}_2\text{O}_3$	80	10,64
$\text{Nd}_2\text{O}_3$	80	16,37

$\text{Sm}_2\text{O}_3$	70	19,35
$\text{Eu}_2\text{O}_3$	70	22,47
$\text{Gd}_2\text{O}_3$	70	23,74
$\text{Tb}_2\text{O}_3$	70	24,85
$\text{Dy}_2\text{O}_3$	70	23,14
$\text{Ho}_2\text{O}_3$	70	18,9
$\text{Er}_2\text{O}_3$	70	12,8
$\text{Tm}_2\text{O}_3$	70	9,6
$\text{Yb}_2\text{O}_3$	70	9,23
$\text{Lu}_2\text{O}_3$	70	8,48

На рис. 1 и 2 представлены типичные зависимости скорости гидрирования o-нитроанизола (рис. 1) и нитробензола (рис. 2) от состава носителя, представленные для смесей ОРЗЭ и  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , которые проявили наибольшую каталитическую активность ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Tb}_2\text{O}_3$ ) и наименьшую ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Yb}_2\text{O}_3$ ).

$W \cdot 10^4$ , моль o-НА/(мин · гКт)

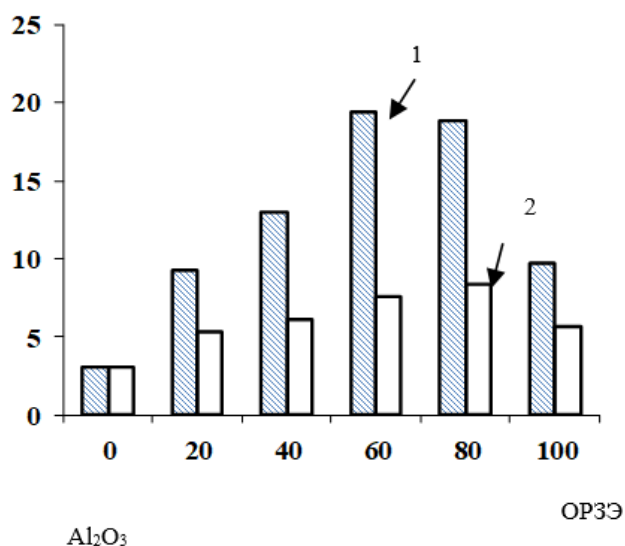


Рис.1. Зависимость скорости гидрирования o-нитроанизола от содержания ОРЗЭ в составе катализатора 1% Pd катализаторе, содержащем ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Tb}_2\text{O}_3$ ) – (1), ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Yb}_2\text{O}_3$ ) – (2)

Из рис. 1 видно, что палладиевые катализаторы, содержащие от 20 до 80 %  $\text{Tb}_2\text{O}_3$  демонстрируют большую скорость процесса, чем катализаторы с немодифицированным носителем (1%Pd/ $\text{Al}_2\text{O}_3$  и 1%Pd/ $\text{Tb}_2\text{O}_3$ ). Максимум каталитической активности при гидрировании o-нитроанизола приходится на палладиевый катализатор, содержащий 60 %  $\text{Tb}_2\text{O}_3$ .

При этом скорость гидрирования увеличивается в 2-1,4 раз по сравнению с индивидуальным носителем и в 6,4-2,7 по сравнению с катализатором, нанесенным на оксид алюминия. Однако, даже введение 20% оксида РЗЭ увеличивает скорость гидрирования o-нитроанизола в 3 раза на 1%Pd/( $\text{Tb}_2\text{O}_3 + \text{Al}_2\text{O}_3$ ) и в 1,7 раз при использовании 1%Pd/

( $\text{Yb}_2\text{O}_3 + \text{Al}_2\text{O}_3$ ) по сравнению с катализатором, содержащим в своем составе 1%Pd/  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

При гидрировании нитробензола (рис. 2) также наблюдается увеличение скорости гидрирования на модифицированных катализаторах по сравнению с не модифицированными катализаторами. Наибольшей активностью обладает катализатор, содержащий в своем составе оксид тербия (иттербия) в количестве 80%. Скорость гидрирования нитробензола увеличивается в 1,4-1,2 раз по сравнению с индивидуальным носителем и в 4,9-1,9 раза по сравнению с катализатором, нанесенным на оксид алюминия. Стоит заметить, что введение 20% оксида РЗЭ увеличивает скорость гидрирования нитробензола 2,9 раза на 1%Pd/( $\text{Tb}_2\text{O}_3 + \text{Al}_2\text{O}_3$ ) и в 1,4 раза при использовании 1%Pd/ ( $\text{Yb}_2\text{O}_3 + \text{Al}_2\text{O}_3$ ) по сравнению с катализатором, содержащим в своем составе 1%Pd/  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

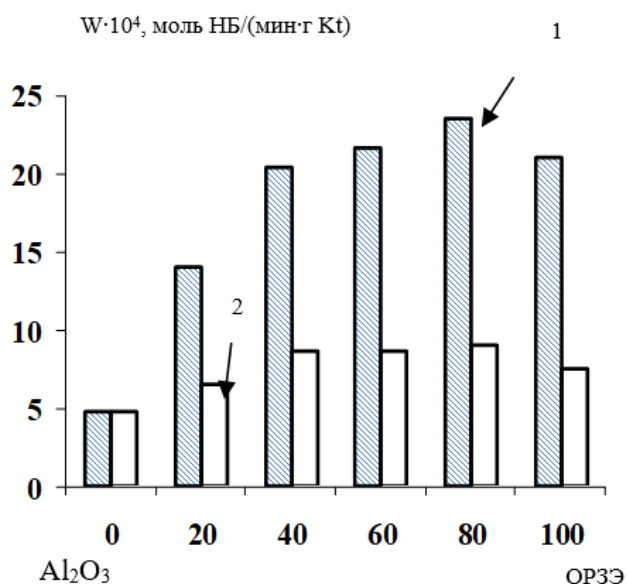


Рис.2. Зависимость скорости гидрирования нитробензола от содержания ОРЗЭ в составе катализатора на 1% Pd катализаторах, содержащих ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Tb}_2\text{O}_3$ ) – (1), ( $\text{Al}_2\text{O}_3 + \text{Yb}_2\text{O}_3$ ) – (2)

Анализ продуктов гидрирования методом хромато-масс-спектрометрии показал наличие единственного продукта гидрирования нитрогруппы и отсутствие исходного реагента, что говорит о высокой селективности реакции и практически количественном выходе.

Последующая оптимизация состава каталитической системы показало, что смеси ОРЗЭ и  $\text{Al}_2\text{O}_3$  в количестве 20 – 40 % ОРЗЭ позволяет достичь такой же скорости гидрирования, как на 1% Pd катализаторе, содержащем ОРЗЭ.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (ВЫВОДЫ)

1. Проведены исследования каталитической активности 1% Pd катализаторов, содержащих в качестве носителя ОРЗЭ и оксид алюминия в различных соотношениях.

2. 1% Pd катализаторы, содержащих смеси ОРЗЭ и  $\text{Al}_2\text{O}_3$ , характеризуются более высокой активностью при гидрировании нитробензола и *o*-нитроанизола по сравнению с 1 % Pd катализаторами, нанесенными на  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

3. Введение 20% ОРЗЭ в состав носителя позволяет получить катализатор, обладающий близкой активностью с катализаторами, нанесенными на индивидуальные ОРЗЭ. Дальнейший рост содержания ОРЗЭ в составе носителя приводит к увеличению активности, максимум которой колеблется для различных катализаторов, содержащих от 60 до 80% ОРЗЭ.

3. Частичная замена  $\text{Al}_2\text{O}_3$  на ОРЗЭ позволяет увеличить скорость гидрирования в 5 - 6 раз по сравнению с катализатором сравнения и в 1,2-1,7 раз по сравнению с индивидуальным носителем. Использование смесей оксидов (оксид РЗЭ и  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) в количестве 20 – 40 % оксида РЗЭ позволяет достичь такой же скорости гидрирования, как на 1% Pd катализаторе, содержащем оксид РЗЭ.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Фрейман Л.Л. Катализаторы в нефтепереработке / Л.Л. Фрейман // Деловой журнал NEFTEGAZ.RU. - № 9. - 2017. - С 40-44.
2. Мироненко Р.М. Синтез катализаторов Pd/C: подходы к регулированию структуры активных центров для достижения высокой селективности в реакциях гидрирования органических соединений // Р.М. Мироненко, О.Б.Бельская, В.А. Лихолобов // Российский химический журнал. - Т.62. - №1-2. - 2018. - С.141-159.
3. Терехова Е.Н. Углеродсодержащие катализаторы для процессов гидропереработки нефтяных фракций. Обзор / Е.Н. Терехова, О.Н. Бакланова, А.В. Лавренов // Катализ в промышленности. -2017. - № 1. - С.18-30.
4. Мохов В.М. Восстановительное алкилирование нитробензола спиртами при катализе иммобилизованными наночастицами никеля/ В.М. Мохов, Ю.В. Попов, Д.Н. Небыков и др. // Известия Волгоградского государственного технического университета. - 2018. - № 12 (222). - С. 37-40.
5. Kurunina G. M., Novel catalytic systems based on platinum catalysts /G. M. Kurunina, O.M. Ivankina, G. M. Butov//Solid State Phenomena. - 2020.-Vol 299. - p1033-1037.
6. Дубко, А.И. Исследование активности палладиевых катализаторов на керамических носителях с добавками оксидов редкоземельных элементов (ОРЗЭ)/А.И. Дубко, Н.В Юдин, Ю.А. Пинчук, Е.О. Обухов //Успехи в химии и химической технологии. - 2017. -Т. 31. - №5. - С.186.
7. Зорина Г.И., Курунина Г.М., Бутов Г.М. Изучение активности нанесенных никелевых катализаторов, модифицированных добавками Мо, Cr, Al, в реакции гидрирования альдегидов // Нефтепереработка и нефтехимия . 2014. № 1. С. 22-24.
8. Magdalinova N.A., Klyuev M.V. Hydrogenation and hydroamination in the presence of catalysts based on platinum and carbon nanofibers//Petroleum Chemistry. 2016. Т. 56. № 12. С. 1123-1127.
9. Хоанг А., Калашникова В.А., Лефедова О.В. Кинетика гидрогенизации 4-нитро-2'-гидрокси-5'-метилазобензола на скелетном никеле в водном растворе 2-пропанола//Известия высших учебных заведений. Серия: Химия и химическая технология. 2018. Т. 61. № 3. С. 10-15.
10. Артемов А.В., Кинетические закономерности пропитки неорганических носителей нанодисперсиями металлов в жидкой фазе (золями) в процессе получения нанесенных металлических катализаторов /А.В.Артемов, А.В .Брыкин, Д.Ю. Арсеньева// Катализ в промышленности. 2015. № 5. С. 11-12

11. Solovov S.A., Kirienko P.I. Designing a structured catalyst for selective reduction of O<sub>2</sub> by hydrogen in the presence of NO // *Catalysis in Industry*. - 2010. - Т. 2. - № 4. - С. 299-306.

12. Andrzej Cybulski, Jacob A. Moulijn, and Andrzej Stankiewicz (Ed.). *Novel Concepts in Catalysis and Chemical Reactors*. Wiley-VCH, 2010. - 372 p.

13. Lars Stenmark. Method for hydrogenation of aromatic nitrocompounds for the production of aromatic amines, and a system therefore // Европейский патент № 3102559 (A1). 2019.

14. Pohl Fritz, Lorenz Wolfgang, Padeken Lars, Steffens Friedhelm, Wiechers Gerhard, Pennemann Bernd. Method for manufacturing toluylendiamines through catalytic hydration of dinitrotoluols // Европейский патент № 1935870 (A1). 2012.

15. Lange De Oliveira Armin, Lottenburger Ines, Bechtold Christian, Heidemann Thomas. Process for hydrogenating toluenediamine // Европейский патент № 3523272 (A1). 2019.

16. Pohl Fritz, Lorenz Wolfgang, Padeken Lars, Steffens Friedhelm, Wiechers Gerhard, Pennemann Bernd. Method for manufacturing toluylendiamines through catalytic hydration of dinitrotoluols // Патент Польши № 1935870. 2012.

17. Lange De Oliveira Armin, Wucher Barbara, Bechtold Christian, Friko Michael, Hempel Renate. Catalyst modification with alkali metal, alkaline earth metal or rare earth metal ions in the continuous liquid-phase hydrogenation of nitro compounds // Патент США № 2019233364 (A1). 2019.

18. Доронин В.П. Разработка и внедрение цеолитсодержащих катализаторов крекинга с контролируемым содержанием редкоземельных элементов / В.П. Доронин Т.П. Сорокина, П.В. Липин и др. // *Катализ в промышленности*. - 2014. - № 5. - С. 9-19.

19. Misono M. (Ed.) *Heterogeneous Catalysis of Mixed Oxides: Perovskite and Heteropoly Catalysts*. Elsevier, 2013. - 180 p.

20. Иванова А.И. Физико-химические и каталитические свойства систем на основе CeO<sub>2</sub> // *Кинетика и катализ*. - 2009. Т. 50. - № 6. С. 831-849.

21. ИФРА Симон (FR), РОАР Эмманюэль (FR), ЭРНАНДЕ Жюльен (FR), ДЕНЭР Стефан (FR) Композиция на основе оксидов циркония, церия и другого редко-

земельного элемента при сниженной максимальной температуре восстанавливаемости, способ получения и применение в области катализа // Патент России № 2 518 969, 10.06.2014. Бюл. № 16.

22. Lange De Oliveira Armin, Wucher Barbara, Bechtold Christian, Friko Michael, Hempel Renate. Catalyst modification with alkali metal, alkaline earth metal or rare earth metal ions in the continuous liquid-phase hydrogenation of nitro compounds // Патент США № 2019233364 (A1). 2019.

23. Лисицын А.С. Современные проблемы и перспективы развития исследований в области нанесенных палладиевых катализаторов / А.С. Лисицын, В.Н. Пармон, В.К. Дуплякин, В.А. Лихолобов // *Рос. хим. ж.* - 2006. - Т. 1, № 4. - С. 140-153.

24. Магдалинова Н.А., Pt- и Pd-содержащие наноалмазы в реакциях гидрирования и гидроаминирования / Магдалинова Н.А., Клюев М.В., Вершинин Н.Н., Ефимов О.Н. // *Кинетика и катализ*. 2012. Т. 53. № 4. С. 505.

25. Eremenko N.K., Podyacheva O.Yu., Ismagilov Z.R. Obraztsova, I.I., Eremenko A.N., Kibis L.S., Svintsitskiy D.A.. Highly dispersed palladium on carbon nanofibers for hydrogenation of nitrocompounds to amine // *Eurasian Chemical-Technological Journal*. 2015. Т. 17. № 2. С. 101-103.

26. Hydrogenation of aromatic nitro compounds on the 1 % Pt catalysts containing oxides of rare earth elements (REE) // Butov G.M., Zorina G.I., Kurunina G.M. В сборнике: 21st International Congress of Chemical and Process Engineering, CHISA 2014 and 17th Conference on Process Integration, Modelling and Optimisation for Energy Saving and Pollution Reduction, PRES 2014 21. 2014. С. 236-239.

27. Бутов, Г. М. Гидрирование нитробензола на палладиевых катализаторах, нанесенных на оксиды редкоземельных элементов / Г. М. Бутов, Г. И. Зорина, В. Ф. Каблов и др // *Нефтехимия и нефтепереработка*. - 2003. - № 5. - С. 29-32

28. Бутов Г. М., Зорина Г. И., Курунина Г. М. Жидкофазное гидрирование бензальдегида на 1% платиновых катализаторах, нанесенных на оксиды редкоземельных элементов / Г. М. Бутов, Г. И. Зорина, Г. М. Курунина // *Хим. пром. сегодня*. - № 2. - 2009. - С. 3-6.

# Hydrogenation of Nitro Compounds on New Catalytic Systems Containing Oxides of Rare Earth Elements

Kurunina G. M., Ivankina O.M., Butov G. M.  
Volzhsky Polytechnic Institute (Branch) of VSTU  
Volzhsky, Russia  
galinal@mail.ru, butov@volpi.ru

**Abstract.** The article presents studies of the catalytic activity of 1% Pd catalysts containing REE oxide and aluminum oxide in different ratios in the carrier quality. Partial replacement of aluminum oxide with REE oxide allows increasing the hydrogenation rate by 5-6 times compared to the comparison catalyst and by 1.2-1.7 times compared to the individual carrier. Using

mixtures of oxides (REE oxide and Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) in an amount of 20-40 % REE oxide allows achieving the same hydrogenation rate as on a 1% Pd catalyst containing REE oxide.

**Keywords:** hydrogenation, nitro compounds, catalyst, oxides of rare earth elements, palladium.

# Изучение магнитных свойств красного шлама глиноземного производства после щелочной обработки

Логинова И.В., Кырчиков А.В.

ФГАОУ ВО “УрФУ имени первого Президента России Б.Н. Ельцина”

Екатеринбург, Россия

loginova\_irina@mail.ru

**Аннотация.** В России основное исходное сырье для получения алюминия – бокситы. При переработке 1 т бокситов на глинозем ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) образуется до 0,5–0,6 т техногенных отходов – красных шламов, которые в настоящее время не утилизируются и аккумулируются на шламовых полях. Такие шламы содержат ценные компоненты: Al – 8 %; Fe – 25 %; Ti – 2,4 % и их можно рассматривать как потенциальное сырье для черной металлургии; и как источники ванадия, титана и редкоземельных элементов (РЗЭ) Sc, Y, La.

В работе показана возможность получения шлама с повышенным содержанием железа до 36 % с доизвлечением алюминия из шлама Уральского алюминиевого завода (Россия). Такой продукт предлагается направить на получение окатышей для производства чугуна.

Для извлечения алюминия из красных шламов предлагается обработать шлам в высокощелочной среде методом спекания в диапазоне температур 300–600 °С. Полученный спек выщелачивается водой или слабощелочным раствором с переводом соединений алюминия в раствор. Полученный таким методом красный шлам проявляет магнитные свойства и подвергается магнитной сепарации, выход магнитной фракции – 79,87 %. Содержание железа возрастает на 25 % и составляет 51,88 %  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ .

**Ключевые слова:** глинозем, красный шлам, система  $\text{Na}_2\text{O}-\text{Al}_2\text{O}_3-\text{SiO}_2-\text{Fe}_2\text{O}_3-\text{H}_2\text{O}$ , магнитная сепарация.

## ВВЕДЕНИЕ

Получение алюминия можно представить последовательностью: добыча боксита, переработка боксита с получением глинозема, электролитическое получение алюминия. На этапе переработки боксита, на 1 т производимого глинозема получают до 1,1–1,2 т красного шлама [1]. Шламы глиноземного производства в настоящее время на Уральских заводах не утилизируются, а складываются в специальные отстойники – шламохранилища. Шламы содержат до 5 %  $\text{Na}_2\text{O}$  [2] и представляют экологическую проблему для окружающей среды из-за возможности просачивания подшламовой воды в грунтовые воды и уноса шлама в виде пыли.

В Свердловской области (Россия) функционирует два предприятия по производству глинозема – Уральский алюминиевый завод и Богословский алюминиевый завод мощностью 770 и 990 тыс т глинозема в год соответственно [3, 4]. При переработке 1 т бокситов на глинозем ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) образуется до 0,5–0,6 т техногенных отходов в виде красных шламов [2].

По нашим оценкам, суммарно два предприятия нарабатывают до 2200 тыс т красного шлама в год. Необходимо выделять значительные территории для размещения шламохранилищ – до 3–5 Га на 1 млн т шлама. Строительство и обслуживание шламохранилищ повышает себестоимость производимого глинозема.

Красные шламы содержат ценные компоненты и их целесообразно использовать (Al – 8 %; Fe – 25 %; Ti – 2,4 %; Sc, La до 0,03%) [5].

Наличие соединений железа ( $\text{Fe}^{\text{II}}\text{Fe}^{\text{III}}_2\text{O}_4$ ) с магнитными свойствами, которые получаются в результате разложения шамозита при автоклавном выщелачивании Тиманского боксита, позволяет провести магнитную сепарацию красного шлама с возможным концентрированием отдельных компонентов в магнитную/немагнитную фракцию. Кроме того, в работе представлен метод обработки шлама низкотемпературным спеканием, который меняет форму соединений железа и меняет магнитные свойства шлама.

Цель исследований – изучить магнитные свойства шлама до и после щелочной обработки; определить возможность получения продукта с повышенным содержанием железа; перевести соединения алюминия в раствор для дальнейшего получения глинозема.

## ХАРАКТЕРИСТИКА КРАСНОГО ШЛАМА

Красный шлам представляет собой мелкодисперсный продукт с размером частиц от 5 мкм до 3,5 мм. Распределение частиц по крупности исследуемого образца: +0,063 мм – 5,71 %; +0,05 мм – 10,85 %; –0,05+0,01 мм – 68,83 %; –0,01 мм – 14,61 %.

Состав шлама представлен в табл. 1, строка 1.

Свойства красного шлама определяются составом исходного боксита и способа переработки. При незначительном количестве малых примесей можно считать, что превращения идут в системе  $\text{Na}_2\text{O}-\text{Al}_2\text{O}_3-\text{SiO}_2-\text{Fe}_2\text{O}_3-\text{H}_2\text{O}$ .

Таким образом, основными фазами в шламе являются гематит ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ), гидрогранат кальция  $3\text{CaO}\cdot\text{Al}_2\text{O}_3\cdot(0,1-0,2)\text{SiO}_2\cdot(6,2-6,4)\text{H}_2\text{O}$ , маггемит  $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$ , шамозит ( $\text{Fe}^{2+}, \text{Mg}, \text{Al}, \text{Fe}^{3+})_6(\text{Si}, \text{Al})_4\text{O}_{10}(\text{OH}, \text{O})_8$ , продукт обескремнивания ( $\text{Na}_2\text{O}\cdot\text{Al}_2\text{O}_3\cdot(1,7-2,2)\text{SiO}_2\cdot(1-1,2)\text{H}_2\text{O}$ , рутил  $\text{TiO}_2$ , перовскит  $\text{CaO}\cdot\text{TiO}_2$ , кварц  $\text{SiO}_2$  и увлекаемый алюминатный раствор  $\text{NaAl}(\text{OH})_4$  [6].

Распределение компонентов красного шлама по магнитным фракциям<sup>1,2</sup>

Продукт	Масса, г	Выход, %	Химический состав фракций красного шлама, масс. %								
			Na <sub>2</sub> O	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (общ.)	SiO <sub>2</sub>	CaO	TiO <sub>2</sub>	MgO	MnO	n.n.n.
1 Исходный красный шлам	600	100	5,82	15,71	41,35	13,50	7,07	4,19	0,85	0,67	11,66
2 Фракция 1, немагнитная	472,3	78,72	6,01	15,68	39,53	13,56	7,28	4,17	0,71	0,62	12,41
3 Фракция 2, средняя	68,3	11,38	5,67	15,65	44,74	13,21	6,60	4,20	0,73	0,64	8,42
4 Фракция 3, магнитная	59,4	9,90	4,18	15,81	50,83	12,77	4,72	3,22	1,39	0,75	8,01
5 Обработанный красный шлам	90,3	100	3,17	5,87	50,82	11,06	11,26	4,81	0,71	0,68	11,54
6 Фракция 1, немагнитная	18,17	20,13	4,03	6,76	46,57	12,19	12,95	4,55	1,03	0,71	11,21
7 Фракция 2, магнитная	72,13	79,87	2,95	5,65	51,88	10,78	10,84	4,87	0,63	0,67	11,75

<sup>1</sup> Определение элементов – электроно-расстровый микроскоп с приставкой энерго-дисперсионного анализа фирмы TESCAN VEGA , OXFORD INCA PentaFET.

<sup>2</sup> Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>(общ.) – общее содержание соединений железа в пересчете на Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>

#### МАГНИТНАЯ СЕПАРАЦИЯ КРАСНОГО ШЛАМА

Проба исходного красного шлама 600 г (табл. 1) была подготовлена для мокрой магнитной сепарации. Для этого сухой шлам смешивали с дистиллированной водой для получения пульпы с ж:т = 10:1. Слой пульпы проходил рабочую зону с магнитной индукцией не менее 1,5 Тл.

В результате получили немагнитную фракцию 1 и магнитную фракцию, которую подвергали повторной магнитной сепарации с получением двух продуктов – “среднемагнитная” фракция 2 и магнитная фракция 3.

Все три фракции отфильтровали; навески высушили и взвесили. Распределение по массе и составу представлено в табл. 1, строки 2–4.

Во всех фракциях присутствует значительное количество алюминия. Поэтому для доизвлечения его и повышения содержания железа исходный красный шлам подвергали спеканию в щелочной среде.

#### НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЕ СПЕКАНИЕ КРАСНОГО ШЛАМА

При щелочной переработке боксита по способу Байера взаимодействие компонентов можно рассматривать в системе Na<sub>2</sub>O-Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-SiO<sub>2</sub>-Fe<sub>2</sub>O<sub>3</sub>-H<sub>2</sub>O. В процессе обескремнивания при выщелачивании бокситов в этой системе образуется устойчивое соединение – гидроалюмосиликат натрия Na<sub>2</sub>O·Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>·(1,7–2,2)SiO<sub>2</sub>·(1–1,2)H<sub>2</sub>O [2, 6]. В результате в красный шлам переходит значительное количество Na<sub>2</sub>O и Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> (см. табл. 1). С целью доизвлечения глинозема (Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub>) в работе предлагается красный шлам спекать с каустической щелочью в интервале температур 300–600 °С. Данный подход был выбран на основании положительных результатов обработки бокситового сырья каустической щелочью при температуре 300 °С [7–9].

Навеску исходного красного шлама (см. табл. 1) массой 100 г смешивали с раствором щелочи для приготовления пульпы с ж:т = 3, отношение шлам/NaOH = 1–10 по массе. Пульпу заливали в тонкостенный стакан из нержавеющей стали и помещали в разогретую муфельную печь и выдерживали в течение часа при заданной температуре в интервале 300–600 °С. По завершении времени эксперимента стакан со спеком извлекали и остужали до 45 °С. Далее спек измельчали и выщелачивали водой при температуре 80–90 °С. Получившуюся пульпу отфильтровали,

расчетный конечный каустический модуль раствора – 1,7 ед. Шлам промывали дистиллированной водой 4 раза и сушили в течении 24 ч при температуре 75 °С и далее 1 час при 105 °С.

Изменение массы красного шлама от дозировки щелочи и температуры спекания приводится на рис. 1.

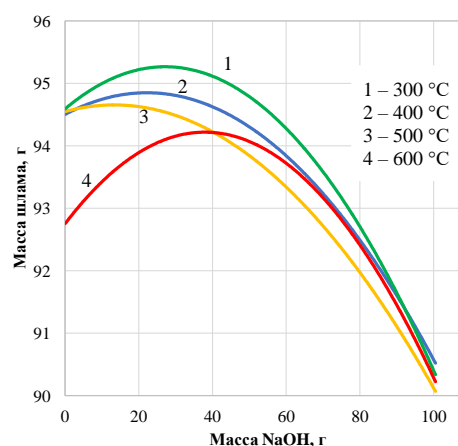


Рис. 1. Изменение массы шлама при щелочной обработке

Максимальное извлечение алюминия в раствор получили при дозировке щелочи 1:1 по массе. Химический состав получившегося обработанного шлама приведен в табл. 1, строка 5. (В опытах с меньшей дозировкой щелочи получен неудовлетворительный результат с повышенным содержанием Al<sub>2</sub>O<sub>3</sub> и Na<sub>2</sub>O более 6 % по каждому компоненту. Поэтому подробный анализ шламов полученных при дозировке NaOH менее соотношения 1:1 в работе не приводится).

После щелочной обработки шлама были проведены опыты по магнитной сепарации.

## МАГНИТНАЯ СЕПАРАЦИЯ ОБРАБОТАННОГО КРАСНОГО ШЛАМА

Пробы красного шлама после щелочной обработки массой 90–100 г смешивали с дистиллированной водой для получения пульпы с отношением ж:т = 10:1. Пульпу подвергали магнитной сепарации (магнитная индукция в рабочей зоне не менее 1,5 Тл) с получением магнитной и немагнитной фракций. Пробы отфильтровали; образцы высушили и взвесили, как описано выше.

Распределение компонентов шлама по фракциям показано в табл. 1, строки 6, 7.

### РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЯ

Выход магнитной фракции красного шлама, полученного с завода, составляет 9,9 % (табл. 1). Низкий выход объясняется тем, что основным железосодержащим продуктом в шламе является гематит  $\text{Fe}_2\text{O}_3$  [10], немагнитный минерал [11]. Содержание соединений железа в магнитной фракции повышается до 50,83 %  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ , но наличие значительного количества  $\text{Na}_2\text{O}$  не позволяет отнести данный продукт к сырью для черной металлургии, как аналог железной руды [12].

По химическому составу видно, что не происходит значительного концентрирования компонентов ни в одной из фракций (табл. 1, строки 2–4). Это объясняется тесной связью компонентов боксита и соединений, образовавшихся в ходе его щелочной обработки в способе Байера. При выщелачивании боксита основной твердой фазой остается гематит. При протекании вторичных реакций образования гидроалюмосиликата натрия ( $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot (1,7-2,2)\text{SiO}_2 \cdot (1-1,2)\text{H}_2\text{O}$ ) и перовскита ( $\text{CaO} \cdot \text{TiO}_2$ ), центры кристаллизации формируются преимущественно на поверхности гематита [13], рост кристаллов в объеме раствора не происходит. Отсутствие выделения вторичных немагнитных соединений в отдельные фазы, в отдельные частицы не позволяет выделить их в немагнитную фазу.

Одним из вариантов разрушения сросшихся компонентов шлама является механическое диспергирование. Учитывая размер частиц красного шлама  $-0,05+0,01$  мм – 68,83 %;  $-0,01$  мм – 14,61 %, можно предположить, что конечная крупность будет составлять  $-0,01$  мм – 80 %. Таким образом, следует ожидать сложности связанные с разделением высокодисперсных материалов при магнитной сепарации и при последующем сгущении шламовой пульпы [14].

При обработке красного шлама каустической щелочью гематит взаимодействует с  $\text{NaOH}$  с образованием феррита натрия  $\text{Na}_2\text{O} \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$  [15]. Далее в процессе выщелачивания шламового спека водой феррит натрия разлагается с получением магнетита  $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$  [16]. Это магнитная модификация оксида железа  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ . Наличием данного соединения объясняется повышение магнитных свойств обработанного красного шлама, повышается выход магнитной фракции с 9,9 % до 79,87 %. Содержание железа в магнитной фракции увеличилось с 41,35 до 51,88 % по  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ , а для  $\text{Na}_2\text{O}$  снизилось с 5,82 до 2,95 %. При выщелачивании спека алюминий ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) из исходного шлама доизвлекали в раствор, в результате получилось снизить содержание глинозема в шламе с 15,71 % до 5,65 % (табл. 1).

Обработанный шлак после магнитной сепарации (табл. 1, строка 7) можно рассматривать как добавку в шихту для приготовления окатышей в черной металлургии при получении чугуна.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

1. Красный шлак, полученный с завода, проявляет слабые магнитные свойства, выход магнитной фракции составляет 9,9 %. Магнитная сепарация шлама без предварительного диспергирования и химической обработки не эффективна. Не происходит концентрирования компонентов по фракциям.

2. С помощью щелочной обработки шлама получается повысить выход магнитной фракции с 9,9 % до 79,87 %.

3. Повышение магнитных свойств шлама обусловлено образованием магнетита  $\gamma\text{-Fe}_2\text{O}_3$  в интервале температур 300–600 °С.

4. Обработанный красный шлак ( $\text{Fe}_2\text{O}_3$  – 51,88 %) предлагается использовать как железосодержащую добавку в черной металлургии.

5. Вовлечение техногенных образований в виде красных шламов в переработку позволит снизить негативное влияние на окружающую среду, также снижается необходимость строить и обслуживать шламохранилища.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Сабирзянов Н.А. Гидрохимические способы комплексной переработки боксита. / Н.А. Сабирзянов, С.П. Яценко. – Екатеринбург: ИХТТ УрО РАН, 2006. – 385 с.

2. Логинова И.В. Технология производства глинозема: учебное пособие. / И.В. Логинова, А.В. Кырчиков, Н.П. Пенюгалова; под общ. ред. проф. И. В. Логиновой. – Екатеринбург: Изд-во Урал. ун-та, 2015. – 336 с.

3. Богословский алюминиевый завод. – URL: <https://rusal.ru/about/5/> (дата обращения 22.01.2020).

4. Уральский алюминиевый завод. – URL: <https://rusal.ru/about/22/> (дата обращения 22.01.2020).

5. Шемякин В.С. Новые технологии обогащения и переработки алюминийсодержащего сырья: научная монография. / В.С. Шемякин, И.В. Логинова. – Екатеринбург: Изд-во “Форт Диалог-Исеть”, 2016. – 341 с.

6. Абрамов В.Я. Физико-химические основы комплексной переработки алюминиевого сырья (щелочные способы). / В.Я. Абрамов, И.В. Николаев, Г.Д. Стельмакова. – Москва: Металлургия, 1985. – 288 с.

7. Логинова И.В. Изучение вопроса комплексной переработки бокситов Средне-Тиманского месторождения / И.В. Логинова [и др.] // Известия ВУЗов. Цветная металлургия. – 2013. – № 1. С. 27–32.

8. Loginova I.V. Investigation into the Question of Complex Processing of Bauxites of the Srednetimanskoe Deposit / I.V. Loginova [et al.] // Russian Journal of Non-Ferrous Metals. – 2013. – vol. 54, is.2. – P. 143–147.

9. Логинова И.В., Логинов Ю.Н., Кырчиков А.В. Способ переработки бокситов на глинозем // Патент России №2494965. 2013. Бюл. № 28.

10. Кырчиков А.В. Влияние режимов термической обработки на появление магнитных свойств гематита / А.В. Кырчиков, Н.Л. Матушкин // XIX Международная научно-техническая Уральская школа-семинар металлургов-молодых ученых: тезисы докл. Международной конф. (Екатеринбург, 19–23 ноября 2018 г.). – Екатеринбург, 2018. – С. 14–18.

---

11. Добровольский В.В. Геология, минералогия, динамическая геология, петрография./ В.В. Добровольский.– Москва: ВЛАДОС, 2001. С. 320 с.

12. Шешуков О.Ю. Основы металлургии черных металлов: учеб. пособие / О.Ю. Шешуков, В.И. Жуков, Л.А. Смирнов, Е.Ю. Лозовая. – Екатеринбург: ГОУ ВПО УГТУ-УПИ, 2003. – 259 с.

13. Лайнер А.И. Производство глинозема: учеб. пособие для вузов по специальности “Металлургия цв. металлов” / А.И. Лайнер, Н.И. Еремин, Ю.А. Лайнер, И.З. Певзнер. – Москва: Металлургия, 1978. – 344 с.

14. Корнеев В.И. Красные шламы – свойства, складирование, применение. / В. И. Корнеев, А. Г. Сусс, А. И. Цеховой. Москва: Металлургия, 1991. – 144 с.

15. Производство глинозема: электронный образовательный ресурс – URL: <https://media.ls.urfu.ru/201/584/1331/> (дата обращения 30.01.2020).

16. Логинова И.В. Физико-химические основы технологии комплексной переработки бокситового сырья в концентрированных щелочных средах: автореф. дис. доктора техн. наук – Екатеринбург. – 2016. – 48 с.

# The Study of the Magnetic Properties of Red Mud from Alumina Production after Alkaline Treatment

Loginova I.V., Kyrchikov A.V.

Department of Metallurgy of Non-ferrous Metals  
Ural Federal University  
Ekaterinburg, Russian Federation  
[loginova\\_irina@mail.ru](mailto:loginova_irina@mail.ru)

**Abstract.** In Russia, the main feedstock for producing aluminum is bauxite. During the processing of 1 ton of bauxite into alumina ( $Al_2O_3$ ), up to 0.5–0.6 ton of technogenic waste is formed, that is red mud. It is currently not disposed of and accumulated in mud tailing dump. It contains valuable components: Al – 8 %; Fe – 25 %; Ti – 2.4 % and it can be considered as potential raw materials for ferrous metallurgy and as sources of vanadium, titanium, and rare-earth elements (REE) Sc, Y, La.

The paper shows the possibility of obtaining red mud with an increased iron content of up to 36 % with additional extraction of aluminum. Red mud from the Ural Aluminum Plant (Russia) is

considered. It is proposed to direct this mud to the production of pellets for the production of cast iron.

To extract aluminum from red mud, it is proposed to process the mud in a highly alkaline medium by sintering in the temperature range 300–600 °C. The resulting sinter is leached with water or a slightly alkaline solution with the conversion of aluminum compounds into solution. The red mud obtained in this way exhibits magnetic properties. A magnetic separation was carried out, the yield of the magnetic fraction is 79.87 %. The iron content increases by 25 % and amounts to 51.88 % of  $Fe_2O_3$ .

**Keywords:** alumina, red mud,  $Na_2O-Al_2O_3-SiO_2-Fe_2O_3-H_2O$  system, magnetic separation.

# Исследование механических свойств RIN-ИЗОЛЯЦИИ ДЛЯ ВЫСОКОВОЛЬТНЫХ ВВОДОВ

Демидов А.Н., Каримбеков М.А., Родякина Р.В.  
ФГБОУ ВО НИУ «МЭИ»  
Москва, Россия  
DemidovAN@mpei.ru

**Аннотация.** В данной работе представлены результаты исследования механических свойств образцов из изоляционного материала RIN-изоляции (Resin Impregnated Nonwoven – нетканый материал пропитанный смолой) высоковольтных вводов при различных температурах, определяемых испытаниями на трёхточечный изгиб, на ударную вязкость и растяжение с регистрацией диаграмм испытаний. Определены механические свойства RIN-изоляции обеспечивающие работоспособность всей конструкции высоковольтных вводов работающих в трудных климатических условиях.

**Ключевые слова:** изоляционный материал, растяжение, изгиб, ударная вязкость, прочность.

## ВВЕДЕНИЕ

Для обеспечения бесперебойной и безопасной передачи электроэнергии необходимы надежные изоляционные материалы и конструкции высоковольтного ввода. Высоковольтный ввод является одним из основных компонентов силовых трансформаторов и линий электропередачи [1].

В настоящее время в энергосистемах продолжает эксплуатироваться большое количество масляных выключателей на 35, 110 и 220 кВ. Их аварийность, связанная с повреждаемостью вводов, выше, чем у силовых трансформаторов. Это является следствием увлажнения твердой изоляции вводов при неправильном хранении и эксплуатации. В масляных выключателях применяют вводы с твердой изоляцией типа RBP (Resin Bonded Paper) – бумаги склеенной смолой, с 2004г. типа RIP (Resin Impregnated Paper) – бумаги, пропитанной смолой. Самая современная твердая RIP-изоляция тоже подвержена воздействию влаги, хотя и в меньшей степени, чем RBP-изоляция. Даже термовакуумная пропитка эпоксидным компаундом не устраняет полностью гигроскопичность бумаги. С целью повышения влагостойкости внутренней изоляции вводов в сложных условиях эксплуатации заводом «Изолятор» (Москва) была разработана твердая RIN-изоляция (Resin Impregnated Nonwoven). Новая RIN-изоляция выполнена из нетканого материала и не содержит целлюлозы, вследствие чего обладает высокой гидрофобностью, стойкостью к атмосферной влаге и повышенной термостойкостью. Механические свойства являются важнейшими характеристиками изоляционных материалов, поскольку именно они определяют работоспособность конструкции. Поэтому исследование механических свойств изоляционных материалов является актуальной задачей.

## ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основная цель данной работы – изучение влияния нагрева и охлаждения на механические свойства изоляци-

онного материала марки RIN, определяемые методами растяжения, изгиба и ударной вязкости с регистрацией диаграмм испытаний.

Основные задачи данного исследования: выявление характера изменения прочности и ударной вязкости изоляционного материала марки RIN в зависимости от температуры и установление возможности применения RIN изоляционных материалов в конструкциях высоковольтных вводов.

## ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ, МЕТОДИКА И РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

### Испытания на растяжение

Для испытаний на растяжение использовались образцы, изготовленные по ГОСТ 11262-80 из изоляционного материала RIN с исходным диаметром  $d_0 = 5,0$  мм и рабочей длиной  $l_{\text{раб}} = 40$  мм. Испытания проводились при температурах  $-60^\circ\text{C}$ ,  $-30^\circ\text{C}$ ,  $0^\circ\text{C}$ ,  $+23^\circ\text{C}$ ,  $+40^\circ\text{C}$ ,  $+55^\circ\text{C}$ ,  $+70^\circ\text{C}$ ,  $+90^\circ\text{C}$ ,  $+100^\circ\text{C}$ ,  $+120^\circ\text{C}$ . При каждой температуре были испытаны не менее 2 образцов. Наличие конической части на образце способствует уменьшению влияния концентраторов напряжений на результаты испытаний.

В качестве испытательной машины была использована универсальная установка Instron 5982 (Англия). Необходимая температура испытаний создавалась в климатической камере Instron-SFT 3119 (Англия), машина с климатической камерой представлена на рис. 1 и 2. Погрешность измерения температуры составляла  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ , а скорость перемещения захватов испытательной машины была равной 2 мм/мин. Результаты испытаний представлены в табл. 1, а на рис. 3 – диаграммы растяжения образца испытанного при температуре  $+120^\circ\text{C}$ .

Также для уточнения характеристик прочности при температурах выше  $60^\circ\text{C}$  были проведены дополнительные испытания на растяжение цилиндрических образцов диаметром  $d_0 = 12$  мм и рабочей длиной  $l_{\text{раб}} = 100$  мм. Результаты испытаний представлены в табл. 2.

Характер диаграмм растяжения всех испытанных образцов оказался сходным и соответствовал диаграмме растяжения для хрупкого материала с небольшим отклонением от прямолинейного начального участка диаграммы в точке разрыва. Разрушение образца происходило в точке, соответствующей максимальной нагрузке диаграммы растяжения, поэтому для такого материала значения разрушающего напряжения  $\sigma_k$ , предела текучести  $\sigma_{0,2}$ , временного сопротивления  $\sigma_b$  и истинного сопротивления разрыву  $S_k$  практически равны между собой.





Рис. 1. Испытательная машина INSTRON 5982 с климатической камерой Instron-SFT 3119

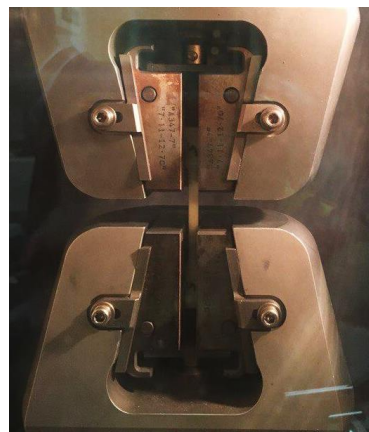


Рис. 2. Испытание образца RIN-изоляции на растяжение

Таблица 1

Результаты определения разрушающего напряжения образцов на основе RIN-изоляции при изменении температуры испытаний

№ образца	Температура, °С	Максимальная нагрузка $P_K$		Максимальное напряжение $\sigma_K \approx \sigma_B$		Деформация при растяжении, %
		Н	кГ	МПа	кГ/см <sup>2</sup>	
1	+23	1 100	112,2	54,1	551,80	5,2
2		1 100	112,2	58,6	597,70	4,8
3	+40	1 200	122,4	62,2	634,44	4,6
4		1 100	112,2	57,2	583,44	4,1
5	+55	1 200	122,4	57,3	584,46	4,6
6		1 200	122,4	57,4	585,48	5,6
7	+70	1 100	112,2	56,7	578,34	5,4
8		1 100	112,2	54,1	551,82	5,5
9	+90	890	90,8	44,5	453,90	7,8
10		920	93,9	46,0	469,20	8,1
11	+100	740	75,5	37,4	381,48	11,6
12		720	73,5	34,6	352,92	19,7
13	+120	530	54,1	29,4	299,88	49,5
14		470	47,9	24,8	252,96	50,0
15	0	1100	112,2	57,8	589,56	4,1
16		1100	112,2	57,4	585,48	4,6
17	-30	1100	112,2	57,2	583,44	4,4
18		1100	112,2	55,4	565,10	4,3
19	-60	1000	102,04	50,4	514,10	4,0
20		1100	112,2	55,4	564,90	3,9

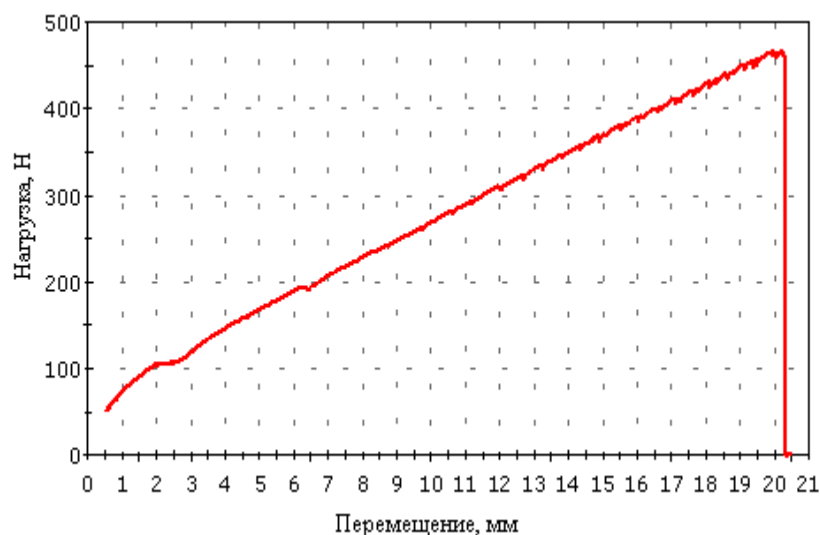


Рис. 3. Диаграмма растяжения образца, испытанного при температуре +120°C

Таблица 2

Механические свойства образцов на основе RIN-изоляции, полученные при испытании на растяжение

№ образца	Температура, °C	Максимальная нагрузка $P_K$		Максимальное напряжение $\sigma_K \approx \sigma_B$		Деформация при растяжении, %
		Н	кГ	МПа	кГ/см <sup>2</sup>	
1	23	5 500	561,2	50,3	512,6	4,4
2	+60	5 300	540,82	47,6	485,1	4,9
3	+80	5 000	510,20	48,3	492,2	5,7
4	+90	5 200	530,61	48,7	496,3	6,3
5	+100	4 300	438,78	38,4	391,3	6,5
6	+110	2 800	285,71	25,4	258,8	32,8
7	+120	2 300	234,69	22,8	232,3	36,0

Из таблицы 2 видно, что значения нагрузки при разрыве образца  $P_K$  и разрушающего напряжения  $\sigma_K$  оказались значительно ниже (в 2,2 раза) при температурах выше +120 °C, в сравнении с комнатной температурой. При температуре +120 °C значительно меняются максимальная нагрузка и максимальное напряжение, которое способен выдержать образец. Из этого следует, что интервале температур от +100 °C до +120 °C находится температура стеклования  $T_{ст}$  испытываемого материала.

В результатах испытаний при одинаковых температурах наблюдается различие в значениях, что, вероятно, вызвано некоторой концентрацией напряжений в зоне перехода от цилиндрической к конической поверхности образцов.

#### Испытания на статический изгиб

На статический изгиб были испытаны образцы, изготовленные по ГОСТ 4648-2014 [4] на основе RIN-изоляции с толщиной  $h = 4$  мм, шириной  $b = 10$  мм и рабо-

чей длиной  $l_{раб} = 80$  мм. Испытания проводились на установке Instron 5982 при температурах -60°C, -30°C, 0°C, +23°C, +40°C, +55°C, +70°C, +90°C, +100°C, +120°C, при каждой температуре были испытаны не менее 2 образцов (рис. 1 и 4). Результаты испытаний представлены в табл. 3. На рис. 5 представлена диаграмма испытания на статический изгиб образца при температуре +23°C.

Из данных, полученных в ходе этих экспериментов, можно наблюдать, что при температуре свыше 100°C перемещение при изгибе превышает среднее значение более чем в 4,8 раз (среднее значение рассчитывалось из полученных экспериментально данных). При данном испытании мы также можем утверждать, что температура стеклования находится около значения +100°C.



Рис. 4. Испытание на трехточечный статический изгиб

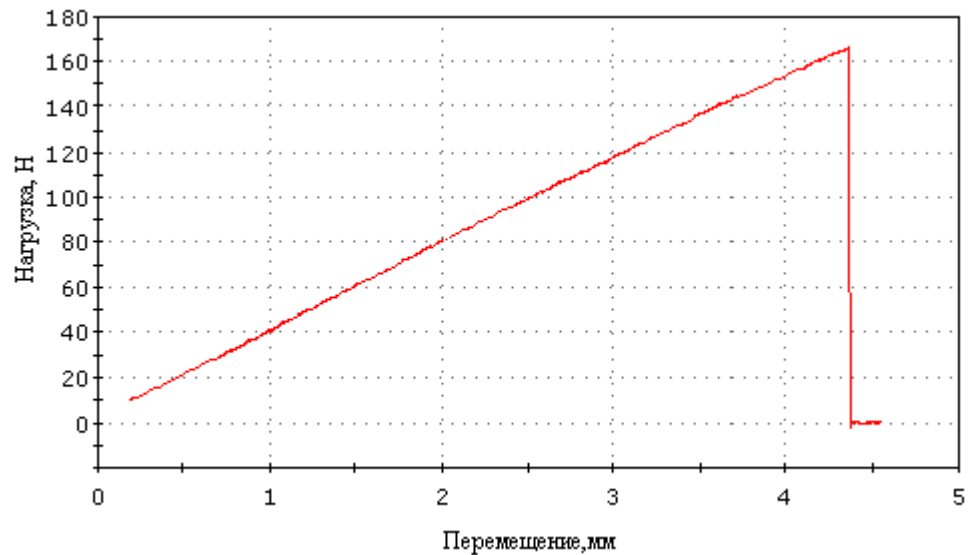


Рис. 5. Диаграмма испытания на статический изгиб образца при температуре +23°C

#### Испытания на ударный изгиб

Для испытания на ударный изгиб были изготовлены образцы по ГОСТ 4647-2015 [6]. Испытания проводились при комнатной и отрицательных температурах на автоматизированном маятниковом копре Instron MPX 450 (рис. 6), требуемые температуры обеспечивались печью-холодильником Lauda. В табл. 4 представлены результаты испытаний образцов на ударный изгиб на основе RIN-изоляции.

Испытания на ударный изгиб образцов на основе RIN-изоляции, изготовленных по ГОСТ 4647-2015 при высоких температурах не проводились из-за низких значений работы удара  $A$  при разрушении.

Значение ударной вязкости  $KCV$  для RIN – изоляции в исследуемом интервале температур (от  $-30^{\circ}\text{C}$  до  $+20^{\circ}\text{C}$ ) остается неизменным. Это показывает, что данный вид изоляции не подвержен влиянию температурного фактора.



Рис. 6. Автоматизированный маятниковый копер Instron MPX450

Таблица 3

Результаты испытаний образцов на основе RIN-изоляции на статический изгиб

№ образца	Температура, °С	Максимальная нагрузка		Максимальное напряжение		Смещение изгиба, мм
		Н	кГ	МПа	кГ/см <sup>2</sup>	
1	+23	166,8	17	88,2	899,60	4,37
2		168,3	17,2	89,4	911,90	4,77
3	+40	166,7	16,99	93,2	950,60	5,32
4		169,3	17,3	88,5	902,70	4,74
5	+55	157,3	16,03	95,6	975,12	7,2
6		150,2	15,31	89,98	917,80	6,2
7	+70	147,9	15,07	80,7	823,14	10,4
8		135,3	13,79	82,3	839,50	5,8
9	+90	120,3	12,26	77,27	788,20	7,6
10		110,4	11,25	74,4	758,90	7,2
11	+100	88,5	9,02	56,7	578,34	28,24
12		96,1	9,79	58,4	595,70	26,1
13	+120	15,9	1,6	10,6	108,12	26
14	0	158,2	16,4	94,5	963,90	4,3
15		150,6	15,37	81,2	828,24	4,03
16	-30	146,7	14,97	89,8	915,90	4,1
17		144,5	14,74	82,8	844,60	4,1
18	-60	141,14	14,4	84,7	863,90	4,1
19		143,8	14,7	80,5	821,10	3,9

Таблица 4

Результаты испытаний образцов на основе RIN-изоляции на ударный изгиб

№ образца	<i>b</i> , мм	<i>h</i> , мм	<i>S</i> , см <sup>2</sup>	<i>T</i> , °С	<i>A</i> , Дж	<i>KCV</i> , Дж/см <sup>2</sup>
1	5,75	2,83	0,163	+20	0,08	0,492
2	5,81	2,79	0,162	+10	0,08	0,494
3	6,33	2,79	0,177	-10	0,08	0,453
4	6,04	2,84	0,172	-20	0,08	0,466
5	5,73	2,82	0,162	-30	0,08	0,495

## Выводы

1. Результаты испытаний на растяжение и трехточечный изгиб показывают, что понижение температуры не оказывает существенного влияния на механические характеристики материала на основе RIN-изоляции из-за перехода материала в хрупкое состояние, в то время как повышение температуры выше +100°С влечет за собой снижение прочностных характеристик из-за перехода материала в пластическое состояние. Говорить о снижении работоспособности материала на основе RIN-изоляции при по-

вышении температуры выше +100°С на данном этапе сложно, так как нужно иметь в виду такие параметры, как масштабный фактор, конструкцию изделия и рабочую среду.

2. Показано, что ударная вязкость образцов на основе RIN-изоляции остается постоянной при температурах от комнатной до -30°С.

3. Установлено, что наиболее предпочтительным методом определения механических свойств RIN-изоляции является метод испытания на статический изгиб.

---

---

ЛИТЕРАТУРА

1. Славинский А.З. Физика диэлектриков. Высоковольтная изоляция энергетической аппаратуры / А.З. Славинский. – М.: ООО Издательство «Научтехлитиздат», 2007.

2. ГОСТ 11262-80. Пластмассы. Метод испытания на растяжение.

3. Матюнин В.М. Механические и технологические испытания конструкционных материалов: учебное пособие / В.М. Матюнин, А.Ю. Марченков, М.А. Каримбеков, А.Н. Демидов, П.В. Волков. – М.: Издательский дом МЭИ, 2018.

4. ГОСТ 4648-2014. Пластмассы. Метод испытания на статический изгиб.

5. Демидов А.Н. Оперативная оценка температуры стеклования изоляционных материалов для высоковольтных вводов / А.Н. Демидов, М.А. Каримбеков, А.Ю. Марченков, В.М. Матюнин // Материаловедение. 2016. №8. С. 11-15.

6. ГОСТ 4647-2015. Пластмассы. Метод определения ударной вязкости по Шарпи.

## Study of RIN-Insulation Mechanical Properties for High Voltage Inputs

Demidov A.N., Karimbekov M.A., Rodyakina R.V.  
National Research University Moscow Power Engineering Institute  
Moscow, Russian Federation  
DemidovAN@mpei.ru

*Abstract.* This paper presents the results of mechanical properties study for samples of RIN-insulation material (Resin Impregnated Nonwoven – non-woven resin impregnated fabric) for high-voltage inputs at various temperatures determined by three point bending tests, impact strength tests and tensile tests with registration of test diagrams. The mechanical properties of RIN-

insulation, which ensure working ability of the whole construction of high-voltage inputs, operating in difficult climatic conditions, are determined.

*Keywords:* insulation material, tensile, bending, toughness, strength.

# Актуальные аспекты обеспечения качества электроэнергии на открытых горных работах

Шевырева Н.Ю.  
РГУ нефти и газа (НИУ) им. И.М. Губкина  
Москва, Россия  
nshev90@yandex.ru

Шевырёв Ю.В., Пичуев А.В.  
НИТУ "МИСиС"  
Москва, Россия  
uvshev@yandex.ru

**Аннотация.** Рассмотрены актуальные вопросы обеспечения качества электроэнергии на открытых горных работах. Совершенствование техники и технологии добычи полезных ископаемых открытым способом, создание и введение в эксплуатацию современных мощных высокопроизводительных машин и комплексов требуют повышения надежности и эффективности существующих систем электроснабжения на открытых горных работах. Массовое применение регулируемого электропривода с полупроводниковыми преобразователями в системах электроснабжения открытых горных работ приводит снижению качества электроэнергии системы. До недавнего времени основным решением проблемы повышения качества электроэнергии являлось применение фильтро-компенсирующих устройств. В настоящее время для улучшения качества электроэнергии при работе частотно-регулируемого электропривода переменного тока находят широкое применение преобразователи частоты с активным выпрямителем напряжения. Проектирование и выбор указанных регуляторов качества электроэнергии существенно затрудняется из-за специфики проведения открытых горных работ. Комплексный подход, учитывающий все особенности данных систем электроснабжения, позволяет решить проблему обеспечения требуемого качества электроэнергии. Предложенные компьютерные модели позволяют оценить влияние электроприводов с полупроводниковыми преобразователями на качество электрической энергии в системах электроснабжения открытых горных работ. Показано, что выбор математической модели зависит от типа применяемого электропривода с полупроводниковыми преобразователями и предлагаемого регулятора качества электроэнергии. На основании разработанной методики обоснованы условия выбора регуляторов качества электроэнергии.

**Ключевые слова:** открытые горные работы, качество электроэнергии, фильтро-компенсирующее устройство, частотно-регулируемый электропривод, активный выпрямитель, компьютерная модель, методика выбора регуляторов качества электроэнергии.

## ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование техники и технологии добычи полезных ископаемых открытым способом, создание и введение в эксплуатацию современных мощных высокопроизводительных машин и комплексов настоятельно требуют дальнейшего повышения надежности и эффективности систем электроснабжения на открытых горных работах (ОГР). Рациональное построение и выбор оптимальных параметров систем электроснабжения позволяет обеспечить стабильное и качественное питание горного оборудования при минимальных потерях напряжения и электроэнергии в электрических сетях разрезов [1, 2].

Электроснабжение на ОГР осуществляется, как правило, от районных подстанций энергосистем по воздушным

линиям электропередачи (ВЛ) напряжением 35–220 кВ с применением принципа глубокого ввода высокого напряжения.

При выборе системы электроснабжения на ОГР прежде всего учитываются такие основные факторы, как: система разработки, горно-технологические параметры разреза (годовое движение фронта горных работ и экскаваторных забоев, число уступов, глубину разреза, длину фронта горных работ); наличие мощных электроприемников разного уровня напряжения; перспектива дальнейшего развития карьера (разреза); погодные-климатические условия района расположения.

## ОСОБЕННОСТИ СИСТЕМ ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЯ ОТКРЫТЫХ ГОРНЫХ РАБОТ

На ОГР, как правило, применяются схемы электроснабжения с продольным расположением передвижных ВЛ 6–10 кВ на уступах при транспортной системе разработки. При бестранспортной системе разработки принимается схема электроснабжения, построенная по принципу блока «ВЛ 35–110 кВ – передвижная сборно-разборная комплектная трансформаторная подстанция (ПСКТП) 35–110/6–10 кВ» с бортовыми поперечными ВЛ 6–10 кВ.

В начале 80-х годов прошлого века в нормативно-технических документах четко оговаривались предельно допустимая нагрузка и сечение проводов ВЛ в карьерных электрических сетях [3]. К одной ВЛ напряжением выше 1 кВ разрешалось подключать не более трех одноковшовых экскаваторов ЭКГ с вместимостью ковша до 5 м<sup>3</sup> и 3 ПКТП единичной мощностью до 630 кВ·А, двух ЭКГ-15 и 2 ПКТП мощностью до 630 кВ·А или одного ЭКГ-20 и 2 ПКТП мощностью до 630 кВ·А [3].

Но уже с 2003 г. количество экскаваторов и буровых станков, подключаемых к одной линии (фидеру), не регламентируется [4]. Предельное количество потребителей, подключаемых к одной линии, устанавливается лицом, ответственным за электрохозяйство разреза.

За последние два десятилетия произошли значительные изменения как в технологии ведения ОГР, так и в системах управления горными машинами и комплексами. Автоматизация технологических процессов горного производства, разработка и внедрение качественно новых систем управления электроприводами горных машин, рост установленной мощности электродвигателей главного привода экскаваторов и драглайнов, систем управления электроприводом буровых станков позволили резко повысить объемы добычи полезных ископаемых, сократить время простоя по организационным причинам, увеличить эксплуатационный ресурс горных машин [5, 6, 7, 8, 9].

Глубокая модернизация техники и технологии на ОГР обусловила проблему введения серьезных изменений в структуру системы электроснабжения электротехнических комплексов (ЭТК) горнодобывающих предприятий.

В отличие от стационарных электрических сетей промышленных предприятий карьерные распределительные сети (КРС) напряжением 6–10 кВ отличаются высокой мобильностью. В связи с постоянным изменением фронта вскрышных и добычных работ периодически возникает необходимость передвижки не только горных машин (экскаваторов, драглайнов и буровых станков) но и непосредственно линий электропередачи, комплектных трансформаторных подстанций и высоковольтных приключательных пунктов.

В настоящее время протяженность продольных радиальных и магистральных ВЛ-6 кВ возросла до 6 – 7 км вместо ранее предельно допустимых 5 км для ЭКГ емкостью ковша до 5,3 м<sup>3</sup>, 4 км – для ЭКГ емкостью ковша до 8 м<sup>3</sup> и 3 км – для ЭКГ емкостью ковша до 20 м<sup>3</sup>. Протяженность поперечных радиальных и магистральных ВЛ-6 кВ возросла до 5 км вместо ранее допустимых 2,7 км. В результате значительно возросли потери мощности и потери напряжения в ВЛ. Это привело к необходимости перевода некоторых КРС с напряжения 6 кВ на напряжение 10 кВ.

Значительно возросла мощность не только внутрикарьерных КТПН с 630 кВ·А до 6300 кВ·А, но и трансформаторов собственных нужд экскаваторов и драглайнов (с 250 – 400 кВ·А до 1600 кВ·А). С учетом роста мощности сетевых двигателей одноковшовых экскаваторов до 3000 кВт и драглайнов – до 4×3600 кВт возникла необходимость установки глубокого ввода и индивидуального питания электроэнергией от ПКТП 35/10 кВ мощных драглайнов от ЭШ 40/100 до ЭШ 100/125.

За последние десятилетия качественно изменился тип электроприводов экскаваторов и буровых станков, обусловленный переходом с системы генератор-двигатель постоянного тока (система Г-Д) на систему тиристорный преобразователь-двигатель постоянного тока (система ТП-Д). Прогресс в производстве полупроводниковой техники (IGBT-транзисторных модулей и полностью управляемых тиристоров) обеспечил переход к регулируемому электроприводу переменного тока по системе преобразователь частоты-асинхронный электродвигатель (система ПЧ-АД).

Массовое применение регулируемого электропривода с полупроводниковыми преобразователями в системах электроснабжения ОГР приводит к ухудшению энергетических характеристик и качества электроэнергии системы: возрастает потребление реактивной мощности, искажению формы напряжения сети из-за генерации полупроводниковыми преобразователями токов высших гармоник. Увеличение потребления реактивной мощности приводит к возрастанию потерь в питающей сети, дополнительным отклонениям и колебаниям напряжения сети. Искажение напряжения сети, ухудшая качество электроэнергии, приводит к ряду нежелательных воздействий на потребителей и на работу самой системы электроснабжения. Это проявляется в увеличении потерь электроэнергии в электрооборудовании, сокращении срока службы электроприёмников за счёт дополнительного старения изоляции, увеличении

погрешности электроизмерительных приборов, ухудшении работы систем автоматики, телемеханики и связи и т.п. [10, 11, 12, 13]

До недавнего времени основным решением проблемы повышения качества электроэнергии (КЭ) в системе электроснабжения ОГР, содержащей электроприводы с полупроводниковыми преобразователями, являлось применение фильтро-компенсирующих устройств (ФКУ), состоящих из набора параллельно включенных фильтров, которые в простейшем случае состоят из последовательно включенных конденсаторов и реакторов [11].

Для улучшения КЭ при работе частотно-регулируемого электропривода переменного тока (ЧРЭП) находят всё более широкое применение преобразователи частоты с активным выпрямителем напряжения (АВН). Активные выпрямители позволяют реализовать двухсторонний обмен энергией с питающей сетью и тем самым улучшить энергетические показатели электропривода, обеспечить практически синусоидальный сетевой ток, плавно регулировать коэффициент мощности [14, 15, 16, 17, 18].

Проектирование и выбор регуляторов качества электроэнергии (РКЭ) для условий работы ЭТК экскаваторов и буровых станков с регулируемым электроприводом может существенно затрудняться из-за перечисленных выше особенностей ведения ОГР. Существенное отличие экскаваторов от буровых установок, которое состоит в том, что в главных электроприводах механизмов экскаватора (в приводах поворота, напора и особенно подъема) действуют резко переменные нагрузки, что обуславливает усиленное влияние электроприводов экскаватора на питающую сеть.

Необходимо принимать во внимание, что только комплексный подход, учитывающий все особенности системы электроснабжения ОГР, её архитектуру, характер нелинейных нагрузок позволяет решить задачу проектирования и выбора РКЭ. Таким образом, проблема выбора РКЭ является многофакторной задачей, одной из важнейших при проектировании современных ЭТК для конкретных машин и установок.

Однако принятие окончательного решения о применении того или иного РКЭ и выборе его параметров возможно только после выполнения исследований и расчётов показателей качества электроэнергии (ПКЭ) и реактивной мощности в системе электроснабжения ОГР. Это требует создания наглядной и удобной в использовании математической модели исследуемой системы, адаптированной) для решения задачи повышения электроэнергетических показателей регулируемых электроприводов и с требуемой точностью воспроизводящей реальные процессы.

#### МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ

Выбор математической модели во многом зависит от типа применяемого электропривода с полупроводниковыми преобразователями и предлагаемого РКЭ.

Для случая, когда на ОГР применяются экскаваторы или буровые установки, электроприводы главных механизмов которых выполнены по системе ТП-ДПТ, а для повышения качества электроэнергии планируется применение ступенчатых ФКУ, удобно воспользоваться методом гармонических составляющих, который заключается в следующем.

Тиристорные преобразователи постоянного тока вызывают искажения синусоидальной формы напряжения сети, в результате чего на стороне переменного тока появляются высшие гармоники напряжения и тока. В установившемся режиме все токи и напряжения являются периодическими функциями времени, и их можно разложить в ряды Фурье в комплексной форме. Если предположить, что внешняя по отношению ко всем преобразователям трёхфазная электрическая сеть обладает линейными параметрами и симметрична, то, согласно принципу наложения, расчёт схемы производят по методу узловых потенциалов для каждой комплексной амплитуды ряда Фурье отдельно, после чего можно найти реальные токи и напряжения в системе и рассчитать энергетические показатели. Методы расчетов и моделирования подробно изложены в [19].

Для иллюстрации этих методов приведем краткий анализ результатов моделирования работы системы электроприводов экскаватора с учетом свойств системы электроснабжения ОГР при отсутствии и применения ФКУ [20]. Из всего массива данных моделирования рассмотрим только графики, отражающие регулирование скорости электроприводов и суммарной реактивной мощности в одном рабочем цикле (рисунок.1). Изменение реактивной мощности при работе без ФКУ имеет резко переменный, а при использовании ФКУ - менее резкий характер, причем средняя величина реактивной мощности близка к нулю.

Дополнительно отметим, что максимальные отклонения напряжения составляют: без ФКУ  $\delta U = - (12-15) \%$ ; с ФКУ от  $-5 \%$  до  $+8 \%$ . Суммарный коэффициент гармонических составляющих напряжения не превышает  $5\%$ .

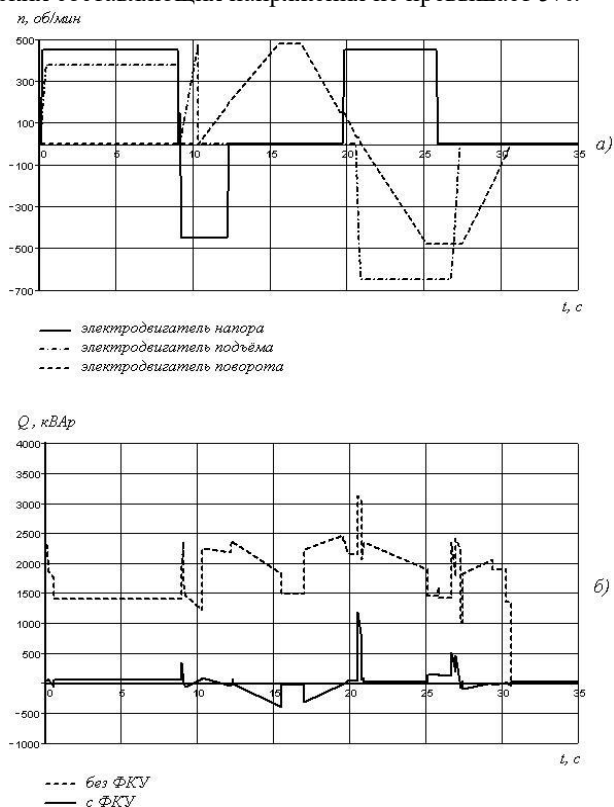


Рис. 1. Графики изменения параметров за рабочий цикл экскаватора:

а - скорости электродвигателей; б - реактивная мощность

Таким образом, выбор ФКУ для экскаваторного электропривода с учётом свойств системы электроснабжения ОГР позволяет значительно повысить энергетические показатели, а тем самым улучшить условия работы и электроприводов, и системы электроснабжения.

Рассмотренный метод может быть применён также для электропривода переменного тока, выполненного по системе ПЧ-АД, если в составе преобразователя частоты используется традиционный выпрямитель.

В случае, если на ОГР работают экскаваторы, для главных механизмов которых применяются ЧЭРП с АВН, то в этом случае удобно применять системы визуального программирования, которые позволяют существенно упростить построение компьютерных моделей. В этом случае на экране из библиотеки стандартных блоков создаётся модель исследуемой системы и выполняются необходимые расчёты.

Математическая модель системы электроснабжения с ЧЭРП может быть реализована в виде компьютерной модели при помощи пакета MatLab, который содержит систему визуального моделирования Simulink и пакет расширения SimPower Systems.

Задача анализа влияния на качество электроэнергии ЧЭРП горных машин решается при помощи пакета MatLab, который содержит систему визуального моделирования Simulink и пакет расширения SimPower Systems.

Разработанная компьютерная модель в виде блок-диаграммы представлена на рисунке 2 [19].

В состав компьютерной модели входят следующие элементы и подсистемы: подсистема line\_6\_kV; блоки RLC Load, RLC Load1, RLC Load2 (схема замещения дополнительной электрической нагрузки системы электроснабжения); блок T1 (модель двухобмоточного трёхфазного трансформатора); блоки фильтровых конденсаторов C1, C2, C3; блоки сетевых (буферных) реакторов Lr1, Lr2, Lr3; блок AFE (ABH); Voltage Measurement3 (блок измерения напряжения на вторичной обмотке трансформатора); Fourier2 (блок преобразования Фурье, необходимый для выделения 1-ой гармоники напряжения); Current Measurement1- Current Measurement3 (блоки измерения токов вторичных обмоток трансформатора); блок SAR of AFE (схема управления АВН); блок Discrete PWM Generator включённый на выходе блока SAR of AFE, используемый для реализации ШИМ на несущей частоте с синусоидальным модулирующим сигналом; блок Cf (конденсатор С в звене постоянного тока ПЧ); блоки Inverter, Inverter 1 (инверторы в составе ПЧ); блоки Discrete PWM Generator и Discrete PWM Generator1, используемые для реализации ШИМ на несущей частоте с синусоидальным модулирующим сигналом; подсистемы SAR of electrical drive1 и SAR of electrical drive2 (САР электроприводов); блоки Psi2\* Psi2\*1 (блоки задания потокосцепления ротора); блоки w\* и w\*1 (блоки задания угловой скорости электродвигателей); блоки Asynchronous Machine и Asynchronous Machine1 (асинхронные электродвигатели); блоки Step1 и Step2 (блоки задания момента нагрузки на валу асинхронного электродвигателя); блоки Voltage Measurement1 и Voltage Measurement2 (блоки измерения напряжения инвертора); блоки Machines Measurement Demux и Machines Measurement Demux1 (блоки измерения фазных токов статора, скорости и момента электродвигателя);



блоки Scope1 и Scope2 (осциллографы для наблюдения временных зависимостей).

На вход подсистемы SAR of AFE подаются сигналы задания выходного напряжения выпрямителя  $U_d^*$  и реактивного тока  $i_y^*$  АВН; амплитудное значение 1-ой гармоники линейного напряжения  $U_x$ ; значения фазных токов АВН  $i_a, i_b, i_c$ ; значение выпрямленного напряжения  $U_d$ .

Подсистема line\_6\_kV содержит блоки для моделирования ЛЭП 6 кВ для ОГР. Модель ЛЭП 6 кВ содержит следующие элементы: источник синусоидальной ЭДС системы электроснабжения, который считается источником бесконечной мощности; эквивалентные сопротивления, которые учитывают активное и индуктивное сопротивление элементов системы электроснабжения от ГПП 110/35/6 кВ до линии электропередачи 6кВ; блоки, моделирующие индуктивность и активное сопротивление линии 6 кВ; активные и реактивные проводимости воздушной линии 6 кВ.

В предложенной модели ПЧ с АВН содержит промежуточные шины постоянного тока, от которых через инверторы получают питание электродвигатели основных механизмов экскаватора или бурового станка.

Выполненные исследования показали, что учёт свойств системы электроснабжения ОГР при выборе параметров АВН, обеспечивает нормативные показатели качества электроэнергии.

На рисунке 3 представлен гармонический состав напряжения на вводе 6 кВ системы электроснабжения при наличии активного выпрямителя. Из рисунка видно, что включение активного выпрямителя позволяет существенно уменьшить значения высших гармоник в спектре напряжения на вводе 6 кВ и тем самым получить форму напряжения близкую к синусоиде.

Для сравнения на рисунке 4 приведены форма напряжения и гармонический состав на вводе 6 кВ при работе частотно-регулируемого электропривода и отсутствии АВН. Применение активного выпрямителя приводит к значительному улучшению формы напряжения по сравнению со случаем его отсутствия.

#### МЕТОДИКА ВЫБОРА РЕГУЛЯТОРОВ КАЧЕСТВА ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ

В связи с тем, что расчет режимов и нахождение параметров регулятора качества электроэнергии (РКЭ) представляет собой сложную многофакторную задачу, при практических разработках целесообразным проводить исследования систем электропривода с РКЭ в два этапа.

На первом этапе, на основе упрощенных расчетов и инженерных соображений, выбираются один – два типовых режима, наиболее тяжелых с точки зрения отклонения напряжения питания на вводе ЭТК горной машины, реактивной мощности и суммарного коэффициента гармонических составляющих напряжения, и для них предварительно выбираются параметры РКЭ.

На втором этапе выполняются точные расчеты для каждого типового режима работы электроприводов по всем интересующим энергетическим показателям. В случае неудовлетворительного результата следует скорректировать параметры РКЭ и выполнить повторные расчеты, которые требуют уже небольших затрат времени.

На основании сказанного предлагается следующая методика выбора РКЭ.

1. Анализ проблемы качества электроэнергии в рассматриваемой системе и разработка технических требований к РКЭ .

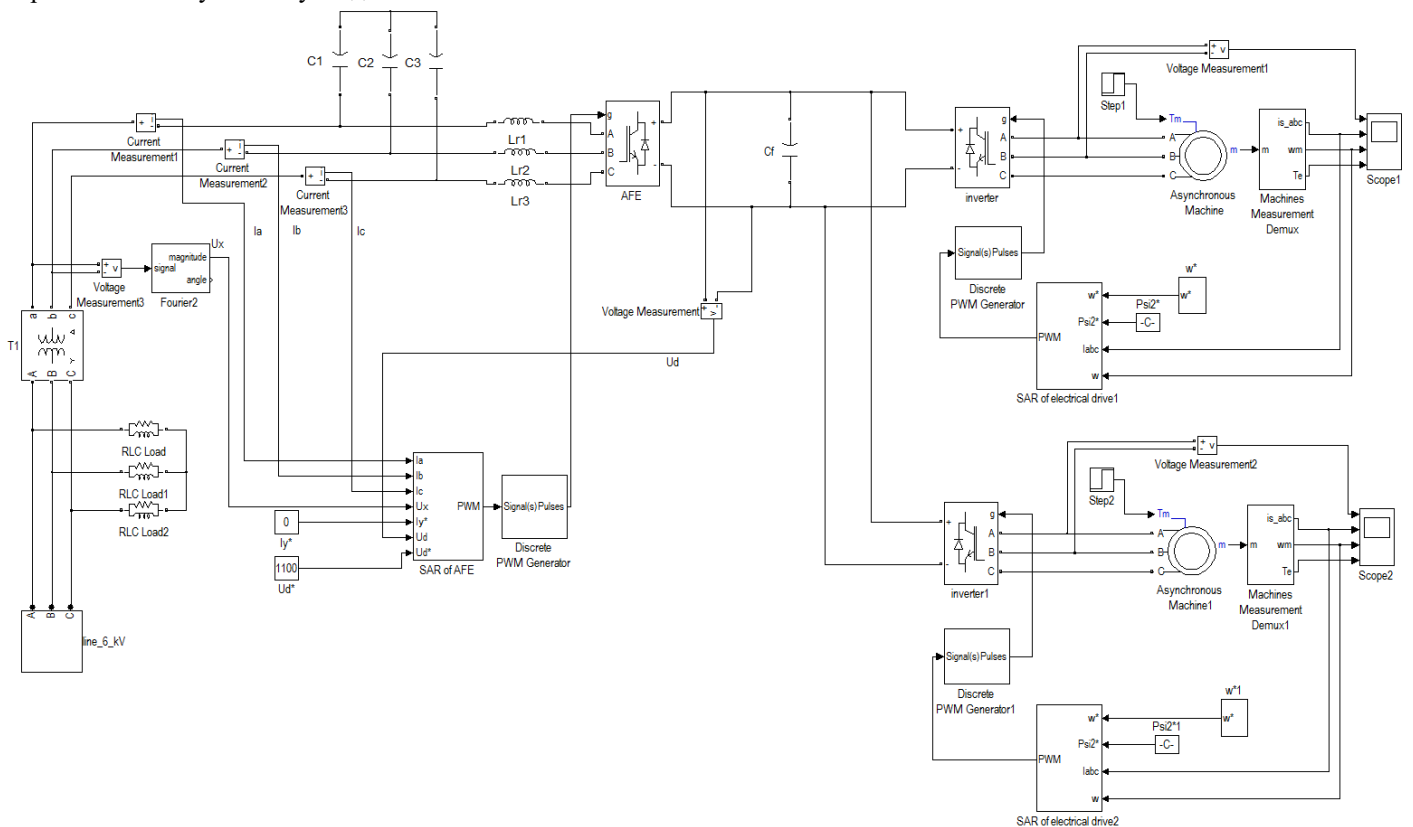


Рис. 2. Блок-диаграмма ЭТК с ЧРЭП и АВН

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Совершенствование техники и технологии добычи полезных ископаемых открытым способом, создание и введение в эксплуатацию современных мощных высокопроизводительных машин и комплексов требуют повышения надежности и эффективности систем электроснабжения на открытых горных работах. Рациональное построение и выбор оптимальных параметров систем электроснабжения позволяет обеспечить стабильное и качественное питание горного оборудования при минимальных потерях напряжения и электроэнергии в электрических сетях разрезов

2. До недавнего времени основным решением проблемы повышения качества электроэнергии в системе электроснабжения, содержащей электроприводы с полупроводниковыми преобразователями, являлось применение фильтро-компенсирующих устройств, состоящих из набора параллельно включенных фильтров. В настоящее время для улучшения КЭ при работе ЧРЭП находят широкое применение преобразователи частоты с активным выпрямителем.

3. Рассмотрены компьютерные модели для расчёта показателей качества электроэнергии, учитывающие действительную структуру системы электроснабжения ОГР, одновременную работу нескольких полупроводниковых преобразователей, реальные электромагнитные процессы в преобразователях. Предложенные компьютерные модели позволяют оценить влияние электроприводов с полупроводниковыми преобразователями на качество электрической энергии в системах электроснабжения ОГР при отсутствии РКЭ и их наличии.

4. Разработанная методика выбора РКЭ для систем электроснабжения ОГР позволяет обоснованно подойти к выбору способа повышения КЭ для конкретных условий на стадии проектирования ЭТК горных машин и установок.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Чеботаев Н.И. Электрооборудование и электроснабжение открытых горных работ. – М.: Издательство «Горная книга», 2006. – 474 с.

2. Расчет и построение систем электроснабжения угольных разрезов. РТМ 2.25.006-81. – М.: Центрогипрошахт, МУП СССР. 1982. – 148 с.

3. РД 08-62-94 Инструкция по безопасной эксплуатации электроустановок открытых горных работ.

4. РД 05-334-99 Нормы безопасности на электроустановки угольных разрезов и требования по их безопасной эксплуатации. – М.: Росгортехнадзор России.

5. Бабокин Г. И. Оценка влияния технических параметров, условий и режима работы одноковшового экскаватора на эксплуатационную энергоэффективность // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 11. – С. 199 – 207. DOI: 10.25018/02361493-2019-11-0-199-207.

6. Егоров А.Н. Анализ эффективности применения частотно-регулируемого электропривода в условиях алмазодобывающих предприятий / А.Н. Егоров, А.С. Семенов, Я.С. Харитонов, О.В. Федоров // Горный журнал. – 2019. – № 2. – С. 77-82.

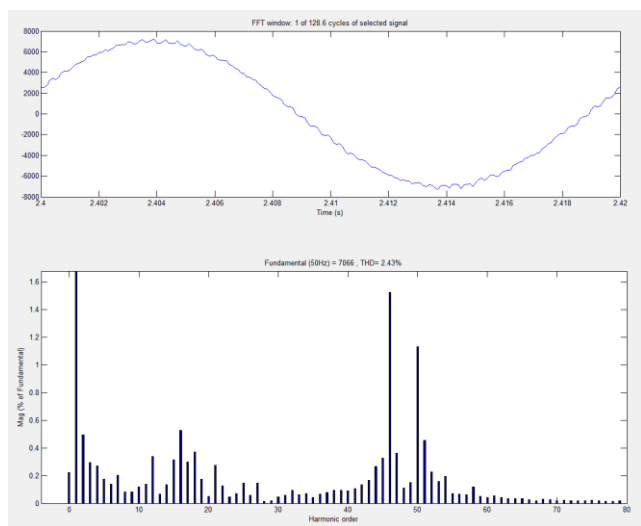


Рис. 3. Форма напряжения и его гармонический состав на вводе 6 кВ при наличии АВН

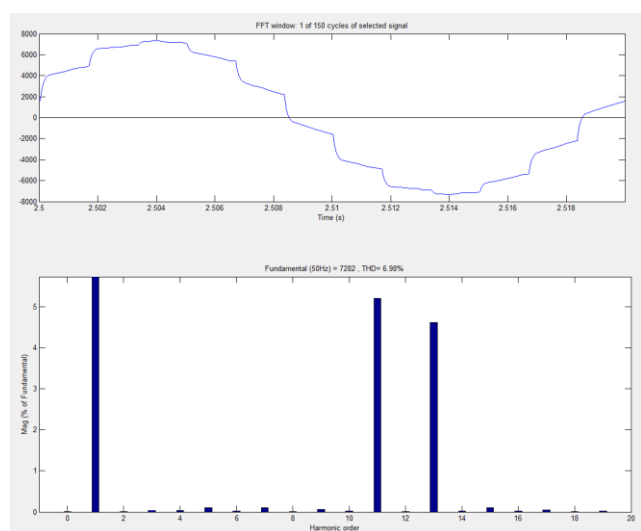


Рис. 4. Форма напряжения и его гармонический состав на вводе 6 кВ при отсутствии АВН

2. Выделение типовых режимов работы механизмов, наиболее тяжелых с точки зрения влияния на электрическую сеть. Для каждого типового режима работы выполняются расчёты нагрузок электроприводов.

3. Составление схемы замещения и системы уравнений для расчёта энергетических характеристик.

4. Предварительный выбор РКЭ.

Выбираются один - два режима, наиболее тяжелых с точки зрения отклонения напряжения питания на вводе установки, реактивной мощности и суммарного коэффициента гармонических составляющих напряжения, и для них предварительно выбираются параметры РКЭ.

5. Точный расчёт энергетических характеристик и проверка соответствия найденных показателей качества электроэнергии ГОСТ 32144-2013 для каждого типового режима.

6. Определение областей эффективности и оценка целесообразности использования РКЭ для повышения качества электроэнергии.

7. Разработка технической документации, необходимой для изготовления РКЭ, его наладки и эксплуатации.

7. Кузнецов Н.М. Рациональное электропотребление на горных предприятиях. Труды Кольского научного центра РАН. – 2011. – № 1 (4). – С. 128-135.

8. Пичуев А.В. Овсянников Н.Б. Петров А.А. Сравнительный анализ плановых и фактических показателей электропотребления и оценка энергоэффективности технологических участков меднорудного карьеров // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2014. – № 2. – С. 294 – 302.

9. Фащенко В.Н. Исследование резонансного режима работы электропривода горных машин / В.Н. Фащенко, С.Н. Решетняк // Горный журнал. – №7. – 2017. – С. 80-83.

10. Аррилага Дж., Брэдли Д., Боджер П. Гармоники в электрических сетях: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 319 с.

11. Добрусин Л.А. Фильтрокомпенсирующие устройства для преобразовательной техники. – М.: НТФ “Энергопрогресс”, 2003. – 84 с

12. Шевырёв Ю. В. Влияние электроприводов с полупроводниковыми преобразователями на электрическую сеть // В кн. Машиностроение. Энциклопедия. Т.IV-2. Книга 1. Электропривод – М.: Машиностроение, 2012. С. 108-124.

13. Buchner P. Stromrichter – Netzruckwirkungen und ihre Beherrschung. – Leipzig: VEB Deutscher Verlag fur Grundstoffindustrie, 1982. – 250 S.

14. Козярук А.Е., Кулыгин А.В. Технико-экономические показатели ЭЭС горных машин при использовании преобразователей частоты с активным выпрямителем // ЭЛЕКТРОСИЛА. Приложение к сборнику № 42. – 2003. – С. 57 – 64.

15. Осипов, О. И. Асинхронный тихоходный электропривод шахтной подъемной установки / О. И. Осипов, А. Г. Иванов, П. С. Игнатьев, А. В. Гусев // Труды VIII Международной (XIX Всероссийской) конференции по автоматизированному электроприводу АЭП-2014. - Саранск : Изд-во Мордов. ун-та. – 2014.- Т. 2. - С. 367-369

16. Bhim Singh, A Review of Three-Phase Improved Power Quality AC-DC Converters/ Bhim Singh, N. Brij Singh, Ambrish Chandra, Kamal Al-Haddad, Ashish Pandey, Dwarka P. Kothari / IEEE Transactions on Industrial Electronics. - 2004.- № 3. P. 641-660.

17. Morán Luis, Practical Problems Associated with The Operation of ASDs Based on Active Front End Converters in Power Distribution Systems/ Luis Morán, José Espinoza, Mauricio Ortíz, José Rodríguez, Juan Dixon// Conference Record of the 2004 IEEE Industry Applications Conference, 2004. 39th IAS Annual Meeting - 2004 -P. 2568-2571

18. Yoon John, Motors, drives, and HVAC efficiency / John Yoon // Consulting-Specifying Engineer. - 2016, № 1, – P. 50-63.

19. Шевырёв Ю.В. Применение компьютерных моделей для выбора регуляторов качества электроэнергии при работе электроприводов с полупроводниковыми преобразователями: монография / Ю.В. Шевырёв, Н.Ю. Шевырева, А.С. Плехов, Д.Ю. Титов. – Нижний Новгород: Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2018. – 180 с.

20. Парфёнов Б. М. Повышение энергетических показателей экскаваторов с тиристорным электроприводом постоянного тока./ Б. М. Парфёнов, Ю.В. Шевырёв // Горное оборудование и электромеханика. – 2005. – №5. – С. 13-17

## Actual Aspects of Ensuring the Quality of Electricity in Open Cast Mining

Shevyreva N.Yu.

National University of Oil and Gas «Gubkin University»  
Moscow, the Russian Federation  
nshev90@yandex.ru

Shevyrev Yu.V., Pichuev A.V.

NUST MISIS  
Moscow, the Russian Federation  
uvshev@yandex.ru

**Abstract.** Topical issues of ensuring the quality of electricity in open cast mining are considered. Improving the techniques and technologies for open-cast mining of minerals, the creation and commissioning of modern powerful high-performance machines and complexes require improving the reliability and efficiency of existing power supply systems in open cast mining. The massive use of a regulated electric drive with semiconductor converters in power supply systems of open pit mining leads to a decrease in the quality of the system's electricity. Until recently, the main solution to the problem of improving the quality of electricity was the use of filter-compensating devices. Currently, frequency converters with an active voltage rectifier are widely used to improve the quality of electricity during the operation of a variable frequency AC drive. The design and selection of these power quality controllers is significantly hampered due to the specifics of conducting open cast mining. An integrated approach

that takes into account all the features of these power supply systems allows us to solve the problem of ensuring the required quality of electricity. The proposed computer models make it possible to evaluate the effect of electric drives with semiconductor converters on the quality of electric energy in power supply systems of open cast mining. It is shown that the choice of a mathematical model depends on the type of electric drive with semiconductor converters used and the proposed electric power quality regulator. Based on the developed methodology, the conditions for the selection of power quality regulators are substantiated.

**Keywords:** open cast mining, power quality, filter-compensating device, variable-frequency drive, active rectifier, computer model, methodology for choosing power quality controllers.

# Минимизация потерь активной мощности в кабельных линиях 6 кВ с помощью установки активного фильтрокомпенсирующего устройства на предприятиях нефтехимии и нефтепереработки

Тумаева Е.В., Хамзин А.А.  
НХТИ «ФГБОУ ВО КНИТУ»  
Нижнекамск, Российская федерация  
E.tumaeva@mail.ru, aizat98aidarov@gmail.com

**Аннотация.** Предложено решение задачи минимизации потерь активной мощности в кабельной линии 6 кВ путем установки активного фильтрокомпенсирующего устройства. Рассмотрена однолинейная схема электроснабжения цеха выделения синтетического каучука. Получены результаты об эффективности применения активного фильтрокомпенсирующего устройства: снижение затрат на передачу электроэнергии и повышение надежности электроснабжения. Дана количественная и стоимостная оценка снижению потерь активной мощности в линиях электропередачи при активного фильтрокомпенсирующего устройства.

**Ключевые слова:** ток и напряжение высших гармоник, тиристорный преобразователь напряжения, компенсация реактивной мощности, активное фильтрокомпенсирующее устройство.

## ВВЕДЕНИЕ

Нефтехимические и нефтеперерабатывающие предприятия являются наиболее важной отраслью производства для экономики нашей страны. Обычно, все технологические процессы производства различного вида нефтехимической продукции является непрерывными. Вследствие чего и к электроснабжению таких предприятий предъявляются особые требования: надежность и безаварийность.

Наиболее распространёнными электроприемниками на нефтехимических предприятиях являются электродвигатели. Надежная работа электродвигателей зависит, в основном, от величины и качества питающего напряжения. В синхронных двигателях и двигателях постоянного тока момент на валу прямо пропорционален величине питающего напряжения, а асинхронных двигателях – квадрату величины питающего напряжения [4]. Снижение напряжения по каким-либо причинам сопровождается уменьшением момента на валу двигателя. При изменении момента, создаваемого двигателем, изменяется и режим работы приводимого в действие агрегата (насос, компрессор, конвейер, экструдер и т.д.). В некоторых случаях происходит полная остановка двигателей и расстройство сложного технологического процесса. Даже если, после быстрого срабатывания защиты от минимального напряжения или автоматического включения резерва, напряже-

ние восстановится до нормативных значений, кратковременное изменение требуемого технологией электромагнитного момента может привести к браку продукции, что сопровождается значительными денежными убытками. Также к понижению напряжения питания двигателей могут приводить короткие замыкания, ненормальные режимы работы системы электроснабжения, пуск двигателей большой мощности.

Основным показателем, влияющим на величину напряжения на узлах нагрузки, является реактивная мощность, потребляемая электроприемниками. Чрезмерное потребление реактивной мощности снижает величину напряжения на шинах больше нормативного, что приводит к значительным активным потерям в кабельной линии.

В результате применения различных видов полупроводниковой преобразовательной техники, кривая питающего напряжения теряет свою синусоидальную форму. Высшие гармоники напряжений и токов приводят к дополнительным потерям в трансформаторах, электрических машинах, к сокращению срока службы изоляции электрических машин и аппаратов. Кроме этого, может иметь место ложное срабатывание устройств релейной защиты и завышенное значение потребляемой электроэнергии при техническом и коммерческом учете [3].

Наличие гармоник высшего напряжения делает невозможным применение классических конденсаторных батарей для компенсации реактивной мощности. Формула, определяющая сопротивление конденсатора:

$$X_c = \frac{1}{\omega \cdot C}, \text{ Ом} \quad (1)$$

где – угловая частота напряжения сети; С– емкость конденсатора.

Как видно из формулы (1), для гармоник с большой частотой конденсаторная батарея имеет низкое сопротивление. Оно ведет к значительному увеличению тока, уменьшению срока службы и, возможно, к выходу из строя конденсатора.

Для того чтобы решить проблему повышения коэффициента мощности, сначала необходимо очистить такую сеть от высших гармоник. Для этого применяются филь-

тры. Большое распространение получили пассивные фильтры, состоящие из различного сочетания RLC цепей. Соотношения активного сопротивления, индуктивности и емкости выбирается таким образом, чтобы войти режим резонанса для конкретной гармоники, от которой нужно очистить сеть. Если в сети имеются гармоники разных частот, то для каждого из них ставится отдельный фильтр.

В настоящее время получили развитие активные фильтры и вместе с ними активные фильтрокомпенсирующие устройства (ФКУ), которые очищают сеть от гармоник и повышают коэффициент мощности. Данные ФКУ разработаны на базе IGBT транзисторов. Принцип действия ФКУ основан на выделении в сеть кривой тока в противофазе токов высших гармоник и реактивной составляющей основной гармоники.

Целью данной работы является оценка снижения активных потерь в кабельных линиях 6 кВ и оценка повышения уровня напряжения при установке активного фильтрокомпенсирующего устройства.

#### МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Для проведения расчетов выбирается распределительная подстанция (РП) 6 кВ цеха выделения синтетического каучука. Однолинейная схема одной секции показана на рисунке 1. От этой РП питаются двигатели постоянного тока двух типов:

- П2-800-174-8 УХЛ4 (мощность 460 кВт, номинальное напряжение 300 В, номинальный ток 2200 А, номинальное напряжение возбуждения 220 В);
- П2-800-176-8 УХЛ4 (мощность 1150 кВт, номинальное напряжение 580 В, номинальный ток 2150 А, номинальное напряжение возбуждения 220 В);

Эти двигатели приводят в движение ленточные конвейеры, на которых производится передвижение готового каучука. Преобразование переменного тока в постоянный осуществляется шестипульсовыми тиристорными преобразователями Simoreg DC (номинальные напряжения 240 и 575 В, номинальные токи 3000 А). Преобразователи подключены к сети 6 кВ с помощью согласующих трансформаторов (ТНЗП 1427 кВА, ТМП 2040 кВА).

С помощью этих же преобразователей производят управление скоростью и моментом двигателя. Скорость вращения двигателей поддерживается на уровне 300 об/мин (по технологическому регламенту). Нагрузка (момент) на валу двигателя зависит от количества продукции, которая находится на конвейере. Если нагрузка на валу уменьшается или увеличивается, происходит изменение скорости движения конвейера. Изменение нагрузки видно из Рисунка 2.

На Рисунке 2 изображен график получасовых значений потребленной активной (нижняя) и реактивной (верхняя) энергий за одни сутки. Эти показания сняты с счетчика технического учета, установленного на вводной ячейке РП. Как видно из Рисунка 2, энергия в одни интервалы потребляется больше, в другие меньше. Это зависит от выпуска продукции. Также, в другие сутки график может иметь иную кривизну: она может приобрести более

ровный характер или иметь более частые скачки мощности.

Чтобы сохранить скорость постоянной, изменяют значение питающего постоянного напряжения двигателя путем изменения угла открытия (управления) тиристорных. Угол открытия тиристорных, в свою очередь, влияет на угол между напряжением и током основной гармоники, которая определяет значение коэффициента мощности. Угол сдвига фаз между напряжением и током основной гармоники определяется формулой [3]:

$$\varphi = \alpha + \frac{\gamma}{2}, \quad (2)$$

где  $\alpha$  – угол управления;  
 $\gamma$  – угол коммутации.

Угол коммутации определяется зависимостью [3]:

$$\gamma = \arccos(\cos \alpha - I_{d^*} \cdot X_{K^*}), \quad (3)$$

где  $I_{d^*}$  - относительное значение выпрямленного тока;

$X_{K^*}$  - относительное значение контура коммутации, приведенное мощности трансформатора преобразователя.

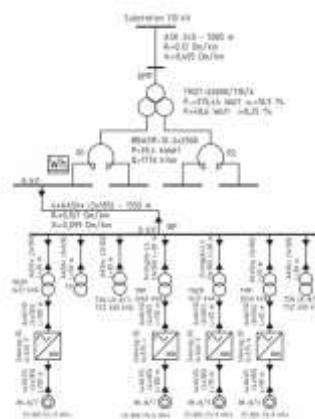


Рис. 1. Однолинейная схема

При наличии угла управления  $\alpha$  происходит увеличение угла  $\varphi$  и снижение коэффициента мощности. Кроме того, тиристорные преобразователи выделяют в сеть токи высших гармоник. Это негативно сказывается на энергетических характеристиках сети.

Для анализа наличия высших гармоник на шине 6 кВ используется осциллограмма, снятая с блока микропроцессорной релейной защиты 7SJ62 Siprotec 4 Siemens, установленной на вводной ячейке РП. Осциллограммы анализируются программой WinBres. Выбирается интервал осциллограммы длительностью 100 мс, для которой программа производит разложение токов и напряжений по методу гармонических составляющих Фурье. Снятые данные приведены в Таблице 1.

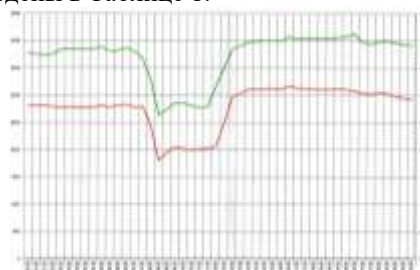


Рис. 2. График получасовых значений потребленной активной и реактивной энергии за сутки

Таблица 1

## Гармонический состав токов и напряжений

Гармонический состав напряжений						
Номер гармоники	$U_A, \text{кВ}$	$\psi_{UA}, \text{°}$	$U_B, \text{кВ}$	$\psi_{UB}, \text{°}$	$U_C, \text{кВ}$	$\psi_{UC}, \text{°}$
1	3,341	0,2	3,343	-120,1	3,341	120,0
2	0,017	53,3	0,017	-66,7	0,017	173,3
3	0,017	80,2	0,017	-39,8	0,017	200,2
4	0,013	20,1	0,013	-99,9	0,013	140,1
5	0,055	44,7	0,057	-75,3	0,055	164,7
6	0,013	48,7	0,013	-71,3	0,013	168,7
7	0,042	70,5	0,042	-49,5	0,042	190,5
8	0,008	6,3	0,007	-113,7	0,007	126,3
9	0,013	7,4	0,013	-112,6	0,013	127,4
10	0,013	71,0	0,013	-49,0	0,013	191,0
11	0,099	54,4	0,104	-65,6	0,099	174,4
Гармонический состав токов						
Номер гармоники	$I_A, \text{А}$	$\psi_{IA}, \text{°}$	$I_B, \text{А}$	$\psi_{IB}, \text{°}$	$I_C, \text{А}$	$\psi_{IC}, \text{°}$
1	468,0	-52,6	462,2	-172,3	468,0	67,4
2	29,1	-27,7	29,1	-147,7	29,1	92,3
3	19,5	-3,7	19,5	-123,7	19,5	116,3
4	11,7	-65,4	11,7	174,6	11,7	54,6
5	38,8	-41,7	40,0	-161,7	38,8	78,3
6	7,8	-38,3	7,8	-158,3	7,8	81,7
7	21,1	-16,9	21,0	-136,9	21,1	103,1
8	3,6	-81,4	2,9	158,6	2,9	38,6
9	5,2	-80,5	5,2	159,5	5,2	39,5
10	4,7	-17,1	4,7	-137,1	4,7	102,9
11	31,6	-33,9	33,2	-153,9	31,6	86,1

где  $U_A, U_B, U_C, I_A, I_B, I_C$  – действующие значения токов и напряжений;  $\psi_{UA}, \psi_{UB}, \psi_{UC}, \psi_{IA}, \psi_{IB}, \psi_{IC}$  – начальные фазы напряжений и токов.

Рассчитаем действующие значения периодических несинусоидальных токов и напряжений и значение полной мощности для каждой фазы отдельно:

$$U_\phi = \sqrt{\sum_{j=1}^{11} U_j^2}; \text{кВ} \quad (4)$$

$$I_\phi = \sqrt{\sum_{j=1}^{11} I_j^2}; \text{А} \quad (5)$$

$$S_\phi = U_\phi \cdot I_\phi; \text{кВА} \quad (6)$$

где  $U_\phi$  и  $I_\phi$  – фазные действующие значения гармонических составляющих напряжения и тока. Результаты расчетов приведены в Таблице 2.

Таблица 2

Действующие значения периодических несинусоидальных токов, напряжений и полная мощность каждой фазы

Фаза	А	В	С
U, кВ	3,343	3,345	3,343
I, А	472,7	467,2	472,7
S, кВА	1580,2	1562,8	1580,2

Потребляемая активная мощность  $P_\phi$  и коэффициент мощности  $\chi_\phi$  для каждой фазы находятся по формулам [3]:

$$P_\phi = \sum_{j=1}^{11} (I_j \cdot U_j \cdot \cos(\psi_{Uj} - \psi_{Ij})), \text{кВт} \quad (7)$$

$$\chi_\phi = \frac{P_\phi}{S_\phi} \quad (8)$$

Суммарная активная мощность потребляемая РП рассчитывается по формуле:

$$P_{PI} = P_A + P_B + P_C; \text{кВт} \quad (9)$$

Результаты расчетов приведены в Таблице 3:

Таблица 3

Потребляемая активная мощность и коэффициент мощности

Фаза	А	В	С	Сумма
P, кВт	950,28	944,63	950,28	2845,19
$\chi$	0,6	0,6	0,6	-

По принятой оценке качества электроэнергии такие значения коэффициента мощности являются низкими. Хорошее значение коэффициента мощности лежит в интервале от 0,8 до 0,95. Значение  $\chi = 0,6$  свидетельствует о значительном потреблении реактивной мощности.

Коммерческий учет производится на ГПП, к которому данное РП присоединено кабелем 4х(ААШВ 3х185) длиной 1,35 км. Данный кабель имеет активное сопротивление, которое при протекании тока забирает часть энергии на нагрев. Это энергия также учитывается коммерческим счетчиком.

Оценки потерь активной мощности в кабельной линии:

$$\Delta P_{кл} = (I_A^2 + I_B^2 + I_C^2) \cdot R / 1000; \text{кВт} \quad (10)$$

где  $I_A, I_B, I_C$  – действующие значения токов в каждой фазе (Таблица 2);

$$R = \frac{1}{n} \cdot R_0 \cdot l = 0,0564 \text{ Ом} - \text{эквивалентное активное}$$

сопротивление кабельной линии для одной фазы.

$$\Delta P_{кл} = 37,5 \text{ кВт.}$$

Активная мощность, учитываемая коммерческим счетчиком:

$$P = P_{PI} + \Delta P_{кл}; \text{кВт} \quad (11)$$

$$P = 2882,69 \text{ кВт.}$$

Для повышения значения коэффициента мощности и величины напряжения на подстанции предлагается установить активное фильтрокомпенсирующее устройство. По заявлению производителей данные ФКУ способны поддерживать коэффициент мощности на уровне единицы.

Для оценки эффективности активного ФКУ принимаем, что после установки данного компенсирующего устройства в сети остаются токи и напряжения только основной гармоники. Предполагаем, что мощность потребляемая РП станет равной мощности потребляемой основной гармоникой, а реактивная мощность полностью компенсируется. Значение активной мощности вычисляется по формуле:

$$P'_\phi = I_1 \cdot U_1 \cdot \cos(\psi_{U1} - \psi_{I1}); \text{кВт} \quad (12)$$

Результаты расчетов приведены в Таблице 4.

Таблица 4

Активная мощность после установки ФКУ

Фаза	А	В	С	Сумма
P', кВт	949,8	944,2	949,8	2843,8

Расчет токов и напряжений после компенсации производится методом итераций [1]. Так как величина напряжения неизвестна, в первом приближении приравняем

ее к стандартному значению  $U'_\phi = 6,3/\sqrt{3}$  кВ и находим ток:

$$I'_\phi = \frac{P'_\phi}{U'_\phi}, \text{ А} \quad (13)$$

Таблица 5

Ток в первом приближении

Фаза	А	В	С
$I'_\phi, \text{ А}$	261,1	259,5	261,1

Затем вычисляется величина напряжения по формуле (9). При этом предполагается, что на вышестоящей ГПП линейное напряжение поддерживается постоянным на уровне 6,3 кВ за счет регулирования под нагрузкой трансформаторов ГПП. В расчете не учитываем индуктивное сопротивление кабельной линии.

$$U'_\phi = U_{ГПП,\phi} - \frac{I'_\phi \cdot R}{1000}, \text{ кВ} \quad (14)$$

Полученные значения вновь подставляются в формулу (13) и вычисляются токи, а потом, подставив в формулу (10), находятся потери на нагрев в кабельной линии.

Таблица 6

Расчет потерь в КЛ

Фаза	А	В	С
$U'_\phi, \text{ кВ}$	3,62	3,622	3,62
$I, \text{ А}$	262,21	260,6	262,2
$\Delta P'_{\text{КЛ}}, \text{ кВт}$	11,57		

Активная мощность, учитываемая коммерческим счетчиком после установки ФКУ:

$$P' = P'_{\text{РП}} + \Delta P'_{\text{КЛ}}, \text{ кВт} \quad (14)$$

$$P' = 2855,57 \text{ кВт.}$$

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Герасименко А. А. Электроэнергетические системы и сети. Версия 1.0 [Электронный ресурс]: конспект лекций/ А.А.Герасименко, Е.С.Кинев., Т.М.Чупак.– Электрон. дан. (7 Мб). – Красноярск : ИПК СФУ, 2008.
2. ГОСТ 32144-2013. Нормы качества электрической энергии в системах электроснабжения общего назначения. – М.: Изд. стандартов, 2013. – 7 с.
3. Жежеленко И.В. Высшие гармоники в системах электроснабжения промпредприятий. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Энергоатомиздат. 2000.-331 с.
4. Кацман М.М. Электрические машины: Учеб. Для студентов сред. проф. Учебных заведений. – 3-е изд., испр. – М.: Высш. шк.; Издательский центр «Академия»; 2001. – 463 с.
5. Тумаева Е.В. Минимизация потерь активной мощности в кабельных линиях электропередачи 0,4 кВ на предприятиях нефтехимии и нефтепереработки / Е.В. Тумаева, С.С. Кузин // Вестник Чувашского университета. - 2019. - № 1. - С. 154–160.
6. Тумаева Е.В. Алгоритм расчета оптимальных токов моментного вентиляционного двигателя в установившемся режиме работы / Е.В. Тумаева, А.В. Попов // Вестник Казанского технологического университета. - 2011. - Т. 46, № 19. - С. 86–91.
7. Шеховцов В.П. Расчет и проектирование схем электроснабжения. Методическое пособие для курсового проектирования. – 2-е изд., испр. – М.: ФОРУМ: ИНФРА –М, 2007. – 214 с.
8. Ganiev R. Reversible frequency converters in the composition of multimotor electric drives // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 643 (2019) 012068
9. Tumaeva E. V., Kuzin S. S. , Gavrilov E. N. Minimization of active capacity losses in cable power lines of 0.4 kV using optimally distributed compensating devices at petrochemical and oil refining enterprises // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering 643 (2019) 012100.

# Minimization of Active Power Losses in 6 kV Cable Lines by Installing an Active Filter-Compensating Device at Petrochemical and Oil Refining Enterprises

Tumaeva E.V., Khamzin A.A.

Kazan National Research Technological University  
Nizhnekamsk, Russian Federation  
E.tumaeva@mail.ru, aizat98aidarov@gmail.com

**Abstract.** A solution to the problem of minimizing active power losses in a 6 kV cable line by installing an active filter-compensating device is proposed. A single-line diagram of the power supply of the synthetic rubber extraction shop is considered. The results were obtained on the effectiveness of using an active filter-compensating device: reducing the cost of power transmission and increasing the reliability of power supply. A

quantitative and cost estimate is given to reduce the loss of active power in power lines with an active filter compensating device.

**Keywords:** current and voltage of higher harmonics, thyristor voltage converter, reactive power compensation, active filter-compensating device.

---

# Обеспечение качества электроэнергии на золотодобывающих рудниках и золотоизвлекательных фабриках

Пичуев А. В., Шевырѐв Ю.В., Заугольников Е. В.

НИТУ "МИСиС"  
Москва, Россия  
uvshev@yandex.ru

**Аннотация.** Рассмотрены актуальные вопросы обеспечения качества электроэнергии на золотодобывающих рудниках и золотоизвлекательных фабриках. Рассмотрена методика экспериментальных исследований в производственных условиях. Приведены результаты энергетического обследования и анализа качества электрической энергии в системах электроснабжения золотодобывающих рудников и обогатительных фабрик. В ходе обследования было выявлено превышение нормы суммарным коэффициентом гармонических составляющих напряжения на шинах РУ-6 кВ и отходящих ответвлений - по 3, 4, 5, 7 и 10-й гармоникам. Сделан вывод о недостаточности установки только конденсаторных батарей. Для повышения коэффициента мощности и борьбы с высшими гармоническими составляющими на низкой стороне напряжения необходимо использование регуляторов качества электроэнергии. Решение о применении того или иного типа регулятора качества электроэнергии принимается на основании комплекса исследований и расчётов показателей качества электроэнергии в системах электроснабжения золотодобывающих рудников и золотоизвлекательных фабрик. Это требует создания наглядной и удобной в использовании математической модели исследуемой системы, адаптированной для решения поставленной задачи и воспроизводящей реальные технологические процессы производства. Предложена обобщенная схема электроснабжения, положенная в основу разработанных моделей. Выбор математической модели определяется как типом применяемого электропривода с полупроводниковыми преобразователями, так и предлагаемым регулятором качества электроэнергии. По результатам математического моделирования и экспериментальных исследований выполнена оценка потерь от высших гармонических составляющих тока и напряжения.

**Ключевые слова:** золотоизвлекающая фабрика, рудник, качество электроэнергии, регулятор качества электроэнергии, электропривод, компьютерная модель, методика анализа качества электроэнергии.

Освоение и разработка золоторудных месторождений полезных ископаемых в условиях Восточной Сибири, Дальнего Востока и Крайнего Севера имеет стратегическое значение не только для дальнейшего промышленного и социального развития этих регионов, но и экономической безопасности страны в целом. В настоящее время для успешного комплексного развития данной отрасли привлекаются значительные научно-технические, технологические и энергетические ресурсы. Добыча и обогащение полезных ископаемых ведется в сложных климатических и геологических условиях, на рудных полях больших площадей, как правило, вдали от крупных узловых источ-

ников энергии и развитых инфраструктурных коммуникаций [1, 2, 3].

Объектом исследований влияния качества электроэнергии на энергоэффективность технологических процессов добычи и обогащения полезных ископаемых являлись электротехнические системы (ЭТС) и энерготехнологические комплексы (ЭТК) золотодобывающих рудников и обогатительных фабрик ПАО "Полюс" и ОАО "Золото Селигдара" [4, 5, 6].

ПАО "Полюс" входит в число крупнейших в России предприятий по добыче золота, добывшее за более чем восемьдесят пять лет более 600 тонн золота. Горнорудная компания обладает законченным циклом переработки от добычи золотосодержащей руды до получения аффинированного золота. Сырьевой базой является группа Куранахских месторождений, площадь рудного поля которых составляет около 1500 км<sup>2</sup>.

Объем горных работ на участках рудника в сутки составляет более 15 тыс. тонн золотоносной руды и до 30 тыс. м<sup>3</sup> вскрышных работ. Производственная мощность предприятия по переработанной руде составляет более 4 млн. тонн в год и обеспечивает значительные объемы добычи ОАО "Полюс" по производству золота [4].

В 2017 г. в ОАО "Золото Селигдара" была введена в эксплуатацию крупнейшая в Якутии за последние 30 лет золотоизвлекательная фабрика (ЗИФ) ГОК "Рябиновый" с проектной мощностью 1 млн. тонн руды в год. Фабрика позволяет увеличить степень извлечения золота по сравнению с технологией кучного выщелачивания, а также вести круглогодичную добычу.

Технологическая схема переработки золотосодержащих руд на ЗИФ в обобщенном виде включает следующие операции: подготовку руды к процессу переработки (дробление); измельчение в мельницах мокрого самоизмельчения (ММПС) или шаровыми мельницами (МШЦ, МШР); классификация, флотация и гравитация, окисление, цианирование, десорбция; регенерация и получение готового концентрата [1].

Для ЗИФ золоторудных месторождений наряду с обеспечением надежного и бесперебойного электроснабжения актуальными являются вопросы качества потребляемой электроэнергии, ее экономии, а также снижения капитальных и эксплуатационных затрат на модернизацию производства, техническое обслуживание и ремонт электрооборудования, входящего в состав ЭТС и ЭТК, экономии топливно-энергетических ресурсов (ТЭР).



Ранее проведенные энергетические обследования ЗИФ и входящих в их состав рудников, показали следующее [4].

Вскрышные и добычные участки, как правило, находятся на достаточном удалении от главных понизительных подстанций (ГПП), что приводит к значительным потерям напряжения и мощности в линиях электропередачи (ЛЭП), необходимости переключения на максимальные отпайки обмоток силовых трансформаторов и установке проводов и кабелей максимально допустимых сечений (до 240 мм<sup>2</sup>).

На горных работах используются одноковшовые экскаваторы ЭКГ емкостью ковша до 10 м<sup>3</sup>, электропривод которых выполнен по системе тиристорный преобразователь-двигатель постоянного тока (система ТП-Д), которая является источниками высших гармонических составляющих тока и напряжения.

ЗИФ являются наиболее энергоемкими потребителями электрической (до 80% от общего объема энергопотребления рудника), находящимися, как правило, в центре электрических нагрузок и получающими питание электроэнергией от ГПП по системе глубокого ввода.

Непосредственно для ЗИФ существует актуальная необходимость стабилизации давления в гидроциклонах на различных стадиях измельчения, необходимости оптимизации режимов работы системы вытяжной вентиляции и водоотливных установок (Рном до 3150 кВт), а, следовательно, и переход на системы регулируемого электропривода.

Для синхронных приводов мельниц типа МШЦ, МШР и ММПС мощностью 1000 кВт характерны режимы недо возбуждения, что требует разработки и внедрения соответствующей программы наладки тока возбуждения.

Несинусоидальность напряжения влияет на все виды электроприемников. Вызвано это не только их дополнительным нагревом от высших гармоник тока, но и тем, что последние образуют составляющие прямой последовательности (1, 4, 7-я и т.д.), обратной последовательности (2, 5, 8-я и т.д.) и нулевой последовательности (гармоники кратные трем). Токи нулевой последовательности создают дополнительное подмагничивание стали в электрических машинах, что приводит к ухудшению их характеристик и дополнительному нагреву статоров электродвигателей и магнитопроводов трансформаторов. Высшие гармоники напряжения и тока оказывают влияние на значение коэффициента мощности и вращающего момента электродвигателей. Особенно чувствительны к появлению высших гармонических составляющих конденсаторные батареи и кабели. В конденсаторе потери пропорциональны частоте приложенного напряжения, что и приводит к их дополнительному нагреву. Работа конденсаторных батарей при  $K_u = 5\%$  в течение двух лет приводит к резкому ухудшению качества изоляции. Аналогично восприимчивы к высшим гармоникам кабели, качество диэлектрика которых характеризуется током утечки, определяющим потери в изоляции кабеля. Установлено, что при  $K_u = 6,85\%$  за 2,5 года ток утечки возрастает на 36 %, а через 3,5 года на 43 % [9-11].

На рис. 1 приведена обобщенная схема электроснабжения ЗИФ и Рудника (по одной из секций), с указанием общего характера распределения источников питания и

основных потребителей электроэнергии. Питание ГПП осуществляется по ВЛ 35÷110/6 кВ от ближайшей районной подстанции. Установленная мощность силовых трансформаторов до  $S_{уст} = 2 \times 16$  МВА. Распределительное устройство РУ-6 кВ ЗИФ получает питание от ГПП по 4÷6 кабельным линиям (КЛ) сечением до 120 мм<sup>2</sup>. Дополнительным источником питания ЗИФ может служить дизельная электростанция (ДЭС) с ГТУ мощностью до 8×1 МВА или другой независимый источник. От РУ ЗИФ получают питание электроустановки технологических переделов: мельницы (синхронные двигатели мощностью до 4×1 МВт), гидроциклоны, флотационные машины и т.д. (СД и АД суммарной установленной мощностью до 3,5 МВт). От РУ ЗИФ по кабельным линиям и далее от трансформаторных подстанций ПТ-6/0,4-1 и ТП-6/0,4-2 ( $S_{тр} = 630 \div 1000$  кВ·А) получают питание центральная котельная (ЦК) и центральная насосная станция водоснабжения (ЦНС) на которых также установлены группы СД и АД с единичной мощностью до 120 кВт. Рудник получает электроэнергию от шин 6 кВ по отдельному фидеру. Протяженность карьерной ВЛ составляет до 5 км. Сечение проводов ВЛ варьируется в пределах от 70 до 240 мм<sup>2</sup> (марка АС). Основные потребители электроэнергии – одноковшовые экскаваторы ЭКГ с единичной мощностью 250 ÷ 1250 кВ·А (Упит = 6 кВ) и буровые станки СБШ, получающие питание от комплектных трансформаторных подстанций КТПН-630/6-0,4 кВ. На Руднике также устанавливается ДЭС с ГТУ мощностью до 2×1 МВА.

Методика экспериментальных исследований в производственных условиях заключается в следующем.

По технологическим переделам и узлам нагрузки база данных для анализа электропотребления формируется на основании специальных измерений с помощью анализатора качества электрической энергии PQM-701 (производство компании SONEL). Анализатор адаптирован для работы в сложных погодных условиях и практически не восприимчив к электрическим полям. Измеритель укомплектован высокопроизводительной картой памяти типа SD (Secure Digital), использование которой позволяет измерять, вычислять и сохранять в ней основные параметры электропотребления [12-16].

Измерения производятся при помощи пяти входов по напряжению и четырех входов по току, обеспечивающих одновременный анализ качества электроэнергии по следующим параметрам:

- напряжение *RMS* фаза-нейтраль, фаза-фаза в диапазоне до 690 В (1150 В пиковое значение);
- ток *RMS* в диапазоне до 3000 А (10 кА пиковое значение) при использовании гибких клещей (*F-1*, *F-2*, *F-3*), до 1000 А (3600 А пиковое значение) при использовании клещей *C-4* или *C-5*, или до 10 А (36 А пиковое значение) при использовании клещей *C-6*;
- крест фактор напряжения и тока;
- частота сети в диапазоне 40-70 Гц;
- активная, реактивная, полная мощность и энергия, мощность нелинейных искажений;
- коэффициент нелинейных искажений *THDF* и *THDR* тока и напряжения;
- *K*-фактор (коэффициент потерь, вызванный высшими гармониками);

- активная и реактивная мощность гармонических составляющих;
- угол фазового сдвига между напряжением и током;
- коэффициент мощности,  $\cos\phi$ ,  $\tan\phi$ ;
- длительная и кратковременная доза фликера  $P_{st}$  и  $P_{lt}$ .

В ходе обследования распределительных устройств ЗИФ было выявлено превышение нормы суммарным коэффициентом гармонических составляющих напряжения  $K_U$  на шинах РУ-6 кВ и отходящих ответвлений - по 3, 4, 5, 7 и 10-й гармоникам. На вводах ЦК и ЦНС - со стороны 0,4 кВ превышение  $K_U$  по 5 и 7-й гармонике. На ЗИФ - со стороны 0,4 кВ трансформатора превышение  $K_U$  по 5 и 6-й гармонике. На шинах РУ-6 кВ Рудника «Куранах» - превышение  $K_U$  по 5 и 7-й гармонике. В сети ЦК наиболее ярко выражена 5-я гармоника. Характерные диаграммы распределения значений коэффициентов  $n$ -ной составляющей напряжения для потребителей ЗИФ и рудника на стороне 6 кВ в узлах  $a$  и  $b$  (см. рис. 1) приведены на рисунках 2 - 3.

Так как в сети было обнаружено присутствие высших гармонических составляющих, то становится недостаточной установка только конденсаторных батарей (БК). Срок службы БК при протекании в них токов высших гармоник значительно снижается. Гармоники существенно влияют на функционирование оборудования, особенно микропроцессорных средств диагностики и защиты, вызывая ложные срабатывания аппаратных средств и т.д. В ряде случаев приходится идти на создание дорогостоящей автономной электрической сети для обеспечения нормальной работы оборудования.

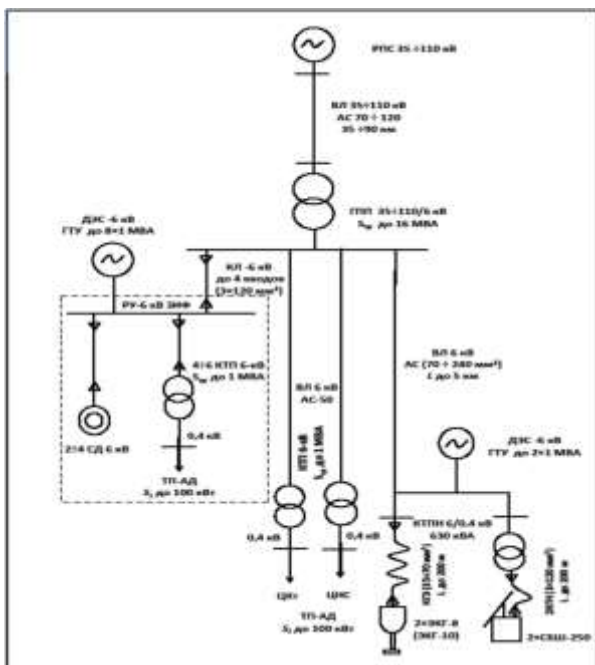


Рис. 1. Обобщенная схема электроснабжения ЗИФ и Рудника

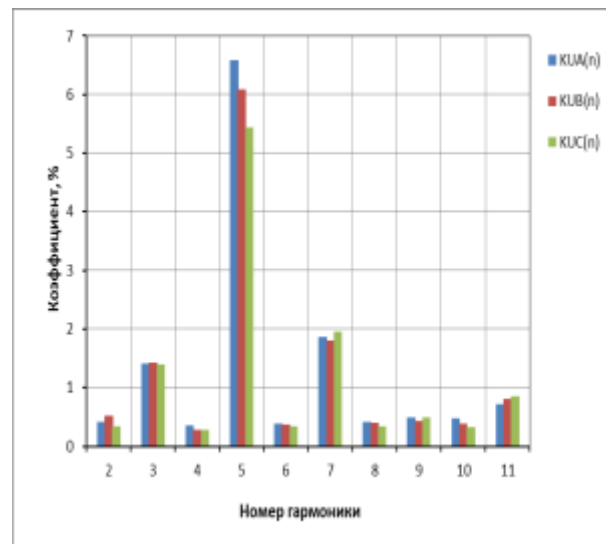


Рис. 2. Диаграмма распределения КУ по гармоникам на шинах РУ-6 кВ ЗИФ

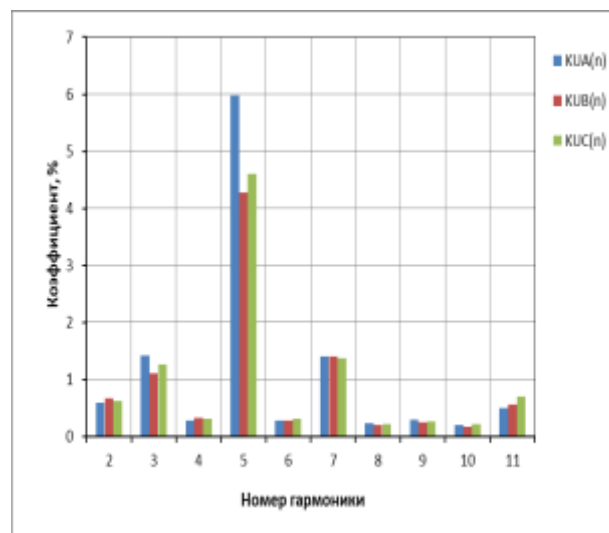


Рис. 3. Диаграмма распределения КУ по гармоникам на фидере № 1 Рудника

Все перечисленные факторы свидетельствуют о настоятельной необходимости на стадии модернизации и при последующей эксплуатации уделить особое внимание решению вопроса эффективности электропотребления в ЭТС и ЭТК золотодобывающих рудников и ЗИФ, важнейшим из аспектов которого является обеспечение высокого уровня качества потребляемой электроэнергии.

Для повышения коэффициента мощности и борьбы с высшими гармоническими составляющими на низкой стороне напряжения необходимо использование регуляторов качества электроэнергии (РКЭ).

Проектирование и выбор РКЭ для условий работы ЭТК ЗИФ с регулируемым электроприводом может быть затруднено из-за специфических особенностей разработки золоторудных месторождений, изложенных выше. Необходим комплексный подход, максимально учитывающий особенности функционирования системы электроснабжения, её структуру, характер распределения нелинейных нагрузок, что позволяет решить многофакторную задачу проектирования и выбора РКЭ, являющуюся одной из важнейших при проектировании современных ЭТК в данной отрасли промышленности.

Окончательное решение о применении того или иного типа РКЭ и выборе его параметров возможно только после выполнения всего комплекса исследований и расчётов показателей качества электроэнергии (ПКЭ), а также параметров и распределения реактивной мощности в системе электроснабжения золотодобывающих рудников и ЗИФ. Это требует создания наглядной и удобной в использовании математической модели исследуемой системы, адаптированной для решения поставленной задачи, с требуемой точностью, воспроизводящей реальные технологические процессы производства.

В работе [17] приведено описание компьютерных моделей систем электроснабжения, учитывающих действительную структуру электрической сети, одновременную работу нескольких полупроводниковых преобразователей, реальные электромагнитные процессы. Рассмотренные компьютерные модели позволяют оценить влияние на качество электрической энергии различных типов РКЭ: ступенчатых фильтро-компенсирующих устройств (ФКУ), активных фильтров гармоник, активных выпрямителей в составе полупроводниковых преобразователей частоты. Данные модели были взяты за основу при исследовании качества электроэнергии в системах электроснабжения золотодобывающих рудников и обогатительных фабрик. В основу компьютерной модели системы электроснабжения положена обобщенная схема электроснабжения ЗИФ и Рудника (рисунок 1). Разработанные модели позволяют на стадии выбора РКЭ установить закономерности их влияния на энергетические показатели регулируемых электроприводов с полупроводниковыми преобразователями и обосновать способы повышения качества электроэнергии для исследуемых систем электроснабжения.

Выбор математической модели определяется как типом применяемого электропривода с полупроводниковыми преобразователями, так и предлагаемым РКЭ.

Для случая, когда на руднике применяются экскаваторы или буровые установки, электроприводы главных механизмов которых выполнены по системе ТП-ДПТ, а для повышения качества электроэнергии планируется применение ступенчатых ФКУ, то удобно воспользоваться методом гармонических составляющих, подробное описание которого приведено в [17].

Если на руднике работают экскаваторы, для главных механизмов которых применяются частотно-регулируемые электроприводы с активными выпрямителями напряжения, либо на ЗИФ планируется для повышения качества электроэнергии применение активных фильтров гармоник, то рекомендуется применять визуальные компьютерные модели. В этом случае компьютерная модель системы электроснабжения может быть реализована при помощи пакета MatLab, который содержит систему визуального моделирования Simulink и пакет расширения SimPower Systems. На мониторе из библиотеки стандартных блоков создаётся модель исследуемой ЭТС и выполняются необходимые расчёты по методикам, изложенным в [17-18].

Независимо от вида математической модели необходимо учитывать реальную конфигурацию сети, взаимное влияние нагрузок и РКЭ. В противном случае это может привести к ошибочным результатам.

Имеющиеся данные математического моделирования и результаты экспериментальных исследований позволяют оценить потери от высших гармонических составляющих тока и напряжения. Например, для ОАО «Алданзолото» ГРК среднегодовые потери мощности, возникающие в ЛЭП и трансформаторах, при несинусоидальности кривой

напряжения составили: для ЗИФ – 10512 кВт·ч; для центральной котельной – 3410,2 кВт·ч; для Рудника «Куранах» – 10718,1 кВт·ч. Таким образом, только одному участку промышленной добычи золота ЗАО «Полус» потери составили 24640,3 кВт·ч.

Сравнительный анализ результатов комплексного применения предложенных методов оценки ПКЭ показал их достаточную сходимость (в пределах 95%).

#### Выводы

1. Совершенствование техники и технологии добычи полезных ископаемых, создание и введение в эксплуатацию современных мощных высокопроизводительных машин и комплексов требуют повышения надежности и эффективности систем электроснабжения на золотодобывающих рудниках и золотоизвлекательных фабриках. Рациональное построение и выбор оптимальных параметров систем электроснабжения позволяет обеспечить стабильное и качественное питание горного оборудования при минимальных потерях напряжения и электроэнергии в электрических сетях золотодобывающих рудников и золотоизвлекательных фабрик.

2. В ходе обследования распределительных устройств золотоизвлекательных фабрик было выявлено превышение нормы суммарным коэффициентом гармонических составляющих напряжения КУ на шинах РУ-6 кВ и отходящих ответвлений - по 3, 4, 5, 7 и 10-й гармоникам. Приведены диаграммы распределения КУ по гармоникам на шинах РУ-6 кВ ЗИФ и на фидере № 1 Рудника.

3. На стадии модернизации и при последующей эксплуатации необходимо уделять особое внимание решению вопроса эффективности электропотребления в ЭТС и ЭТК золотодобывающих рудников и ЗИФ на основе обеспечения высокого уровня качества потребляемой электроэнергии. Для повышения коэффициента мощности и минимизации высших гармонических составляющих на низкой стороне напряжения необходимо применение регуляторов качества электроэнергии.

4. Рассмотрены особенности компьютерных моделей для расчёта показателей качества электроэнергии, учитывающих действительную структуру системы электроснабжения золотодобывающих рудников и золотоизвлекательных фабрик. Предложенные компьютерные модели позволяют оценить влияние электроприводов с полупроводниковыми преобразователями на качество электрической энергии в системах электроснабжения золотодобывающих рудников и золотоизвлекательных фабрик при отсутствии регуляторов качества электроэнергии и их наличии.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кузнецов Н.М. Автоматизированная система контроля и учета электроэнергии ОАО «ОЛЖОН» / Н.М. Кузнецов, П.В. Леденев, В.И. Щуцкий // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал). – 2003. – № 9. – С. 181 – 185.
2. Кузнецов Н.М, Щуцкий В.И. Рациональное электропотребление на горнодобывающих и горно-обогатительных предприятиях. – Апатиты: КНЦ РАН, – 1997. – 211 С.
3. Закиров Д.Г. Опыт организации и внедрения системы управления энергетической эффективностью в условиях модернизации экономики региона / Д.Г. Закиров, А.А. Рыбин // Промышленная энергетика. – 2014. – №2. – С. 2-5.

4. Аудит ресурсов и запасов золоторудных месторождений «Нижнеякокитского» рудного поля. <https://seligdar.ru/post/13547/>.

5 Кузнецов Н.М. Рациональное электропотребление на горных предприятиях. Труды Кольского научного центра РАН. – 2011. – № 1 (4). – С. 128 – 135.

6. Козярук А.Е., Кулыгин А.В. Техничко-экономические показатели ЭЭС горных машин при использовании преобразователей частоты с активным выпрямителем // ЭЛЕКТРОСИЛА. Приложение к сборнику № 42. – 2003. – С. 57 – 64.

7. Шевырева Н.Ю. Влияние на качество электроэнергии ступенчатого фильтро-компенсирующего устройства при работе буровых установок с частотно – регулируемым электроприводом // Горный информационно-аналитический бюллетень (научно-технический журнал) – №1. – 2015. – С. 408.

8. Шевырѐв Ю. В. Влияние электроприводов с полупроводниковыми преобразователями на электрическую сеть // В кн. Машиностроение. Энциклопедия. Т.IV-2. Книга 1. Электропривод – М.: Машиностроение, 2012. С. 108-124.

9. Bhim Singh, A Review of Three-Phase Improved Power Quality AC-DC Converters/ Bhim Singh, N. Brij Singh, Ambrish Chandra, Kamal Al-Haddad, Ashish Pandey, Dwarka P. Kothari / IEEE Transactions on Industrial Electronics. - 2004.- № 3. P. 641-660.

10. Morán Luis, Practical Problems Associated with The Operation of ASDs Based on Active Front End Converters in Power Distribution Systems/ Luis Morán, José Espinoza, Mauricio Ortiz, José Rodríguez, Juan Dixon// Conference Record of the 2004 IEEE Industry Applications Conference, 2004. 39th IAS Annual Meeting - 2004 -P. 2568-2571.

11. Yoon John, Motors, drives, and HVAC efficiency / John Yoon // Consulting-Specifying Engineer. - 2016, № 1, P. 50-63.

12. Применение компьютерных моделей для выбора регуляторов качества электроэнергии при работе электроприводов с полупроводниковыми преобразователями: монография / Ю.В. Шевырѐв, Н.Ю. Шевырева, А.С. Плехов, Д.Ю. Титов; Нижегород. гос. техн. ун-т им. Р.Е. Алексеева, 2018. – 180 с.

13. Аррилага Дж., Брэдли Д., Боджер П. Гармоники в электрических сетях: Пер. с англ. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 319 с.

14. Buchner P. Stromrichter – Netzruckwirkungen und ihre Beherrschung. – Leipzig: VEB Deutscher Verlag fur Grundstoffindustrie, 1982. – 250 S.

15. Добрусин Л.А. Фильтрокомпенсирующие устройства для преобразовательной техники. – М.: НТФ «Энергопрогресс», 2003. – 84 с

16. Gunin V.M., Koptsev L.A., Nikiforov G.V. Opyt normirovaniya i prognozirovaniya `elektropotrebleniya promyshlennogo predpriyatija na osnove matematicheskoy obrabotki statisticheskoy otchetnosti // Promyshlennaja `energetika. – 2000. – №2. – S. 2-6.

17. Егоров А.Н. Анализ эффективности применения частотно-регулируемого электропривода в условиях алмазодобывающих предприятий / А.Н. Егоров, А.С. Семенов, Я.С. Харитонов, О.В. Федоров // Горный журнал. –2019. – № 2.– С. 77-82.

18. Шевырѐв Ю.В. Улучшение формы напряжения в системах электроснабжения предприятий минерально-сырьевого комплекса с активным выпрямителем / Ю.В. Шевырѐв, Н.Ю. Шевырева// Горный журнал. –2019. – № 1.– С. 66-69.

## Ensuring the Quality of Electricity in Gold Mines and Gold Mining Factories

Pichuev A., Schevyrev Y., Zaugolnikova E.

NUST MISiS

Moscow, Russia

uvshev@yandex.ru

**Abstract.** Current issues of ensuring the quality of electricity at gold mines and gold-extracting factories are considered. The method of experimental research in production conditions is considered. The results of the energy survey and analysis of the quality of electric energy in the power supply systems of gold mines and processing plants are presented. During the survey, it was found that the norm was exceeded by the total coefficient of harmonic components of the voltage on the RU-6 kV tires and the outgoing branches-for 3, 4, 5, 7 and 10 harmonics. The conclusion was made that it was not sufficient to install only condensing batteries. To increase the power factor and combat higher harmonic components on the low side of the voltage, it is necessary to use power quality regulators. The decision to use a particular type of power quality regulator is made on the basis of a set of studies and calculations of power quality indicators in the power

supply systems of gold mines and gold-extracting factories. This requires the creation of a visual and easy-to-use mathematical model of the system under study, adapted to solve the problem and reproducing the actual technological processes of production. A generalized scheme of power supply is proposed, which is the basis of the developed models. The choice of a mathematical model is determined both by the type of electric drive used with semiconductor converters and by the proposed power quality controller. Based on the results of mathematical modeling and experimental studies, the estimation of losses from higher harmonic components of current and voltage is performed.

**Keywords:** gold mining factory, mine, power quality, electronic quality controller, electric drive, computer model, method of analysis of power quality.

# Улучшение динамических и энергетических характеристик электромеханических систем с однофазными выпрямителями

Васильченко С., Черный С., Хрульков В.

Комсомольский-на-Амуре государственный университет  
Комсомольск-на-Амуре, Россия  
kerapu@knastu.ru

**Аннотация.** В работе рассматривается возможность улучшения динамических и энергетических характеристик электроприводов постоянного тока, питаемых от однофазных сетей переменного напряжения, благодаря применению в качестве источников питания их якорных цепей преобразователей переменного напряжения в постоянное с многократным включением вентилей на периоде напряжения питающей сети. Представлены и сравнены полученные на основе цифрового моделирования результаты расчета динамических и энергетических характеристик питаемых от однофазных сетей электроприводов постоянного тока на основе преобразователей переменного напряжения в постоянное с многократным включением вентилей на протяжении периода напряжения питающей сети и на основе тиристорных управляемых выпрямителей с естественной коммутацией вентилей. Показана целесообразность использования такого способа улучшения динамических характеристик электроприводов постоянного тока средней мощности с длительными тормозными режимами, питаемых от однофазной сети переменного напряжения.

**Ключевые слова:** управляемые выпрямители, многократное включение вентилей, электроприводы постоянного тока, амплитудно-частотные характеристики, однофазная сеть.

## ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на широкое распространение частотно-регулируемых электроприводов на основе электрических двигателей переменного тока, в производственных установках продолжают применяться системы регулируемых электроприводов на основе электрических двигателей постоянного тока в силу их хороших регулировочных свойств и большой перегрузочной способностью по моменту. Задачи улучшения динамических и энергетических показателей таких электроприводов актуальны и решаются разными способами [1-9].

В качестве первичного источника питания производственных электромеханических систем обычно используются электрические сети переменного напряжения с частотой 50 Гц, к которым электрические двигатели постоянного тока могут подключаться через различные управляемые преобразователи переменного напряжения в постоянное. При таком построении электромеханической системы ее статическая и динамическая точность регулирования тока, момента и скорости, а также ее энергетические характеристики в значительной мере определяются типом управляемого преобразователя переменного напряжения в постоянное [10-11].

Для электроприводов постоянного тока в качестве источников питания применяются тиристорные управляемые выпрямители с естественной коммутацией полупроводниковых вентильных приборов, имеющие ряд бесспорных преимуществ, таких как относительно небольшая цена полупроводниковых приборов на единицу мощности, хорошая надежность работы преобразовательной части электропривода, хорошая стойкость вентильной части к аварийным токовым перегрузкам, возможность реализации большой мощности нагрузок без использования последовательного и параллельного соединения полупроводниковых приборов, простота рекуперации энергии в сеть в тормозных режимах электрического двигателя [12].

Однако из-за наличия инерционностей от дискретности управления преобразователем и неполной управляемости тиристорных [13] и специфики фазового регулирования напряжения на нагрузке электроприводы постоянного тока на основе тиристорных управляемых выпрямителей с естественной коммутацией вентилей также имеют существенные недостатки. К таким недостаткам относятся – пониженное быстродействие регулирования выходного напряжения преобразователя, не всегда обеспечивающее требуемую точность регулирования тока нагрузки, пульсации выпрямленного напряжения, наличие зоны прерывистого выпрямленного тока и значение коэффициента мощности [14], интенсивно снижающееся при снижении выходного напряжения выпрямителя. Эти недостатки невозможно полностью устранить с помощью применения регуляторов системы электропривода с любыми настройками. Негативное воздействие этих факторов на характеристики электроприводов снижается по мере увеличения пульсности выпрямления.

## СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКИХ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЭЛЕКТРОПРИВОДОВ ПОСТОЯННОГО ТОКА, ПИТАЕМЫХ ОТ ОДНОФАЗНОЙ СЕТИ

Большое быстродействие электромеханических систем постоянного тока может быть достигнуто при использовании для питания якорной цепи электрического двигателя импульсного преобразователя постоянного напряжения [15, 16] на полностью управляемых полупроводниковых приборах, питаемого от сети переменного напряжения через неуправляемый выпрямитель с емкостным сглаживающим фильтром. При этом возможна реализация очень малых интервалов дискретности управления. Однако при таком наиболее простом построении силовой части существуют известные проблемы при рекуперации энергии

тормозящегося электрического двигателя в питающую сеть переменного напряжения. В отличие выпрямителей, питаемых от трехфазной сети, повышение пульсности выпрямления более двух в однофазных выпрямителях простыми схемными решениями недостижимо и поэтому невозможно таким способом повысить динамическую и статическую точность работы контуров регулирования тока в электроприводах на основе однофазных выпрямителей с естественной коммутацией вентилей.

С целью увеличения быстродействия и коэффициента мощности электромеханических систем постоянного тока, питаемых от сети переменного тока, при сохранении простотой возможности длительной рекуперации электрической энергии тормозящегося электрического двигателя в сеть, можно использовать преобразователи переменного напряжения в постоянное на полностью управляемых полупроводниковых приборах с непосредственной связью с питающей сетью переменного тока и специальными способами управления [17,18]. Действенный способ повышения быстродействия электроприводов постоянного тока с однофазными выпрямителями при неизменной частоте напряжения питающей сети – это применение выпрямителей, на основе транзисторов использующих широтно-импульсное регулирование среднего значения выпрямленного напряжения. Этот способ управления выпрямителем может быть реализован при многократном включении и выключении его транзисторов на протяжении периода напряжения питающей сети [19, 20]. При таком управлении нагрузка выпрямителя периодически подключается к питающей сети и отключается от нее. В мостовой схеме кривая выпрямленного напряжения преобразователя имеет вид импульсов, вершины которых отрезки линейных напряжений питающей сети. Регулирование среднего значения выпрямленного напряжения производится изменением соотношения между интервалами времени подключений нагрузки к сети и ее отключений от сети [21]. При питании электроприводов от однофазных сетей такое решение задачи улучшения быстродействия и коэффициента мощности можно рассматривать как достаточно эффективное. Реверсивные силовые схемы преобразователей с многократным включением вентилей удобно строить на транзисторных ключах переменного тока.

Вследствие того, что для электромеханических нагрузок характерны наличие электродвижущей силы в цепи нагрузки и существование режима отдачи энергии из нагрузки в тормозных режимах, из всех возможных вариантов способов переключения полупроводниковых приборов мостовой схемы выпрямителя должен выбираться тот, что обеспечит двухстороннюю проводимость цепи тока нагрузки в любой момент времени и замыкание накоротко нагрузки выпрямителя на интервалах ее отключений от сети при любом режиме ее работы. Выбор такого способа переключения позволит практически исключить прерывистый ток активно-индуктивной нагрузки, снизить амплитуду пульсаций выпрямленного напряжения и соответственно уменьшить минимально необходимую электромагнитную постоянную времени цепи тока нагрузки, что улучшает динамику контура регулирования тока.

Число импульсов  $N$  выпрямленного напряжения на протяжении одного пульса выпрямления определяет кратность подключения нагрузки преобразователя к сети.

Кратность может быть любой, в том числе и дробной при асинхронных системах управления преобразователем. В практических схемах, где присутствуют индуктивности рассеяния фаз преобразователя, кратность ограничена требованием исключения негативного влияния на характеристики преобразователя коммутационных перенапряжений на полупроводниковых приборах, энергия которых пропорциональна частоте их переключений.

На рис. 1 приведена функциональная схема силовой части однофазного мостового реверсивного преобразователя с многократным включением вентилей, выполненного на полностью управляемых ключах переменного тока  $K1 - K4$ . На входе преобразователя однофазное переменное напряжение питающей сети. Сопротивление активно-индуктивной нагрузки преобразователя  $Z_H$ . На интервалах подключений нагрузки к сети открыта одна пара диагональных ключей мостовой схемы, на интервалах отключений нагрузки от сети открыта одна пара противофазных ключей.

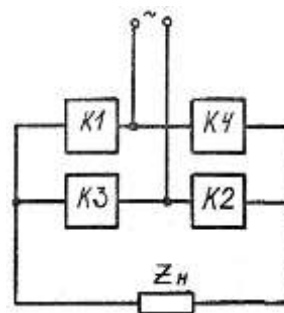


Рис. 1. Функциональная схема силовой части преобразователя

Каждый из силовых ключей  $K1 - K4$  выполнен по приведенной на рис. 2. схеме, где  $U_y$  – напряжение управления ключом.

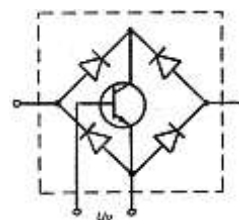


Рис. 2. Схема ключа

На рис. 3 в качестве иллюстрации работы однофазного преобразователя с многократным включением вентилей показаны графики начала переходных процессов при отработке преобразователем ступенчатого сигнала задания, где  $i_d$  – ток активно-индуктивной нагрузки с электромагнитной постоянной времени  $27$  мс,  $u_d$  – напряжение на нагрузке. Кратность включения вентилей равна  $20$ , частота напряжения питающей сети  $50$  Гц. Графики получены с использованием имитационной модели преобразователя, разработанной в среде Matlab R214a. На интервалах подключений нагрузки к сети открыта одна пара диагональных ключей мостовой схемы, на интервалах отключений

нагрузки от сети открыта одна пара противофазных ключей.

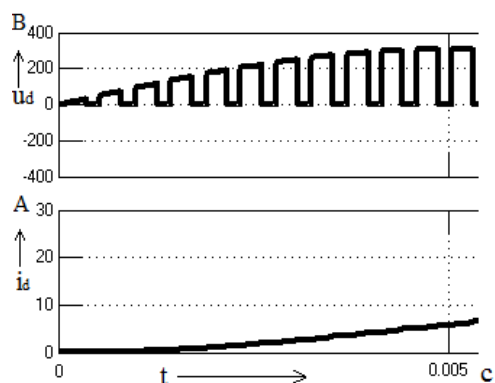


Рис. 3. Графики переходных процессов

В упомянутых выше работах в основном анализируются динамические, статические и энергетические характеристики преобразователей с многократным включением вентиля и практически не рассматривается работа таких преобразователей в составе систем электропривода постоянного тока.

В предлагаемой работе представлены результаты анализа быстродействия электроприводов на постоянного тока на основе преобразователей с многократным включением вентиля на протяжении периода напряжения питающей сети, показывающие эффективность применения таких преобразователей системах электропривода повышенного быстродействия средней мощности с длительными тормозными режимами.

Для сравнения быстродействия электроприводов постоянного тока на основе однофазного мостового реверсивного транзисторного преобразователя с многократным включением вентиля и на основе однофазного реверсивного тиристорного преобразователя с естественной коммутацией вентиля, с применением имитационных моделей преобразователей [22] в среде Matlab R214a, были произведены расчеты переходных процессов в контурах регулирования тока якоря двигателя и угловой частоты вращения в двухконтурных системах подчиненного регулирования с пропорционально-интегральным регулятором частоты вращения и пропорциональным регулятором тока. Расчеты выполнялись для кратности подключения нагрузки к сети  $N = 20$ . В связи с существенной нелинейностью системы электропривода параметры регуляторов тока и скорости определены по результатам численного моделирования и обеспечивают прямые показатели качества переходных процессов близкие к аналогичным показателям при настройке модульный оптимум.

Основные параметры электроприводов следующие: фазное напряжение питающей преобразователя сети переменного тока 380 В при частоте 50 Гц, нагрузка преобразователей – последовательно включенные якорь электродвигателя номинальной мощностью 45 кВт с номинальной угловой частотой вращения  $104,7 \text{ c}^{-1}$ , номинальным электромагнитным моментом 430 Н·м, номинальным током якоря 220 А и номинальным напряжением якоря 220 В и сглаживающий пульсации тока дроссель. Индуктивность дросселя выбирается из условия ограничения

пульсаций тока якоря на уровне не более 3 % от его установившегося тока. Приведенный к валу двигателя момент инерции движущихся частей электропривода  $1,6 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ .

В режиме малых отклонений для синусоидальных напряжений задания различных частот на входах регуляторов системы электропривода выполнено моделирование переходных процессов в контуре регулирования тока и контуре регулирования угловой частоты вращения электроприводов на основе преобразователя с многократным включением вентиля и на основе тиристорного выпрямителя с естественной коммутацией вентиля. Процессы в контурах регулирования тока моделировались в режиме режима короткого замыкания электродвигателя, в контурах регулирования угловой частоты вращения – в режиме холостого хода. На рис. 4 приведены амплитудно-частотные характеристики контура регулирования тока, а на рис. 5 приведены амплитудно-частотные характеристики контура регулирования угловой частоты вращения электроприводов на основе однофазных мостовых преобразователей. На рис. 4 и рис. 5 обозначены: А – относительная амплитуда регулируемой величины (доля амплитуды регулируемой величины от ее заданного значения),  $f$  – частота напряжения задания регулируемой величины. Графики 1 построены для электроприводов на основе преобразователя с многократным включением вентиля, графики 2 – для электроприводов на основе тиристорного выпрямителя с естественной коммутацией вентиля.

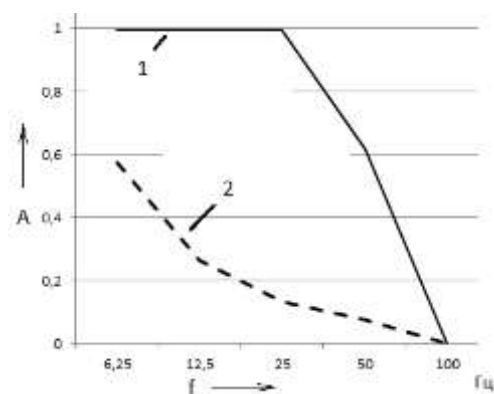


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики контура тока

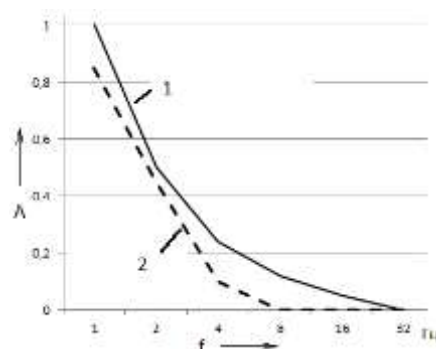


Рис. 5. Амплитудно-частотные характеристики контура скорости

Коэффициент мощности системы электропривода постоянного тока, питаемого от сети переменного напряжения, представляющий собой отношение полной мощности, потребляемой из сети, к потребляемой активной

мощности, определяется коэффициентом мощности используемого преобразователя переменного напряжения в постоянное. С применением имитационных моделей в среде Matlab R214a в полном диапазоне регулирования выпрямленного напряжения были выполнены расчеты коэффициента мощности однофазного мостового преобразователя с многократным включением вентилей при  $N = 20$  и однофазного мостового тиристорного выпрямителя с естественной коммутацией вентилей с электромагнитными постоянными времени цепи нагрузки аналогичными постоянным времени рассматриваемых электроприводов. На рис. 6 приведена зависимость коэффициента мощности  $K_m$  от относительного выпрямленного напряжения  $U_d$  для преобразователя с многократным включением вентилей, а на рис. 7 – для выпрямителя с естественной коммутацией вентилей.

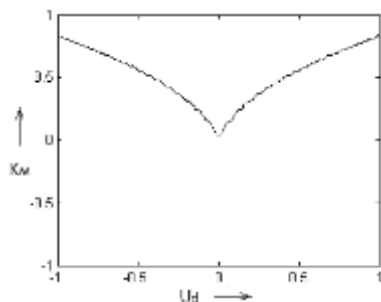


Рис. 6. Коэффициент мощности преобразователя с многократным включением вентилей

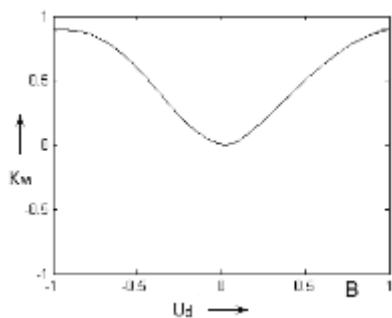


Рис. 7. Коэффициент мощности выпрямителя естественной коммутацией вентилей

Относительно небольшой коэффициент мощности однофазного преобразователя с многократным включением вентилей связан с тем, что мощность искажения, потребляемая этим преобразователем из питающей сети, в средней части диапазона регулирования напряжения на электрическом двигателе больше, чем мощность искажения, потребляемая из сети управляемым выпрямителем с естественной коммутацией вентилей, и улучшение коэффициента мощности обеспечивается за счет уменьшения угла сдвига между первыми гармоническими сетевого напряжения и потребляемого из питающей сети тока. Это подтверждается универсальными для любых мощностей преобразователя с многократным включением вентилей графиками потребляемых из питающей сети мощностей и универсальными графиками коэффициента мощности, полученными на основе результатов разложения в ряд Фурье тока, потребляемого преобразователем из питающей сети. Графики потребляемых мощностей однофазных

мостовых преобразователей для кратности подключений нагрузки  $N = 3$  приведены на рис.8, а графики коэффициента мощности для различных кратностей подключений нагрузки  $N$  приведены на рис. 9.

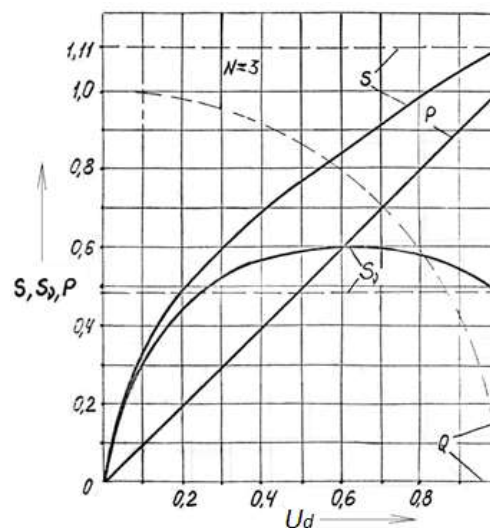


Рис. 8. Потребляемые из сети мощности

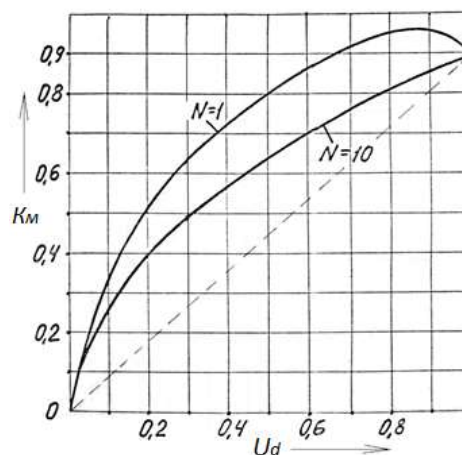


Рис. 9. Коэффициент мощности для различных кратностей подключений нагрузки

На рис. 8 приняты следующие обозначения:  $S$  – потребляемая преобразователем из сети полная мощность,  $P$  – потребляемая преобразователем из сети активная мощность,  $S_v$  – потребляемая преобразователем из сети мощность искажения,  $Q$  – потребляемая преобразователем из сети реактивная мощность. Сплошными линиями на рис.8 и рис. 9 показаны графики для преобразователей с многократным включением вентилей на периоде напряжения питающей сети. Для сравнения энергетических показателей однофазных мостовых преобразователей с многократным включением вентилей с однофазными мостовыми тиристорными управляемыми выпрямителями с естественной коммутацией вентилей на рис. 8 и рис.9 пунктирными линиями показаны графики для тиристорных управляемых выпрямителей.

#### Вывод

Из графиков, приведенных на рис. 4 и рис. 5, следует, что для рассматриваемых систем электропривода постоянного тока с приведенными выше параметрами, полоса



пропускания частот управления по уровню 0,7 контура тока электропривода с однофазным мостовым выпрямителем с естественной коммутацией вентилей не менее 6,25 Гц, а контура тока электропривода на основе однофазного мостового преобразователя с кратностью подключения нагрузки равной 20 значительно шире – не менее 50 Гц. Полоса пропускания частот управления контура скорости по уровню 0,7 для системы электропривода на основе выпрямителя с естественной коммутацией вентилей не менее 1,3 Гц, а на основе преобразователя с многократным включением вентилей – не менее 2 Гц. Как следует из приведенных на рис. 4 и рис. 5 графиков, коэффициент мощности питаемого от однофазной сети регулируемого электропривода постоянного тока на основе преобразователя с многократным включением вентилей, в средней части диапазона регулирования не ниже, чем коэффициент мощности аналогичного электропривода на основе управляемого выпрямителя с естественной коммутацией вентилей.

Как следует из приведенных на рис. 9 графиков коэффициент мощности электропривода постоянного тока, питаемого от сети переменного тока, будет увеличиваться с уменьшением кратности подключений  $N$  к напряжениям питающей сети. Также с уменьшением кратности  $N$  будут уменьшаться активные потери мощности на переключающие полупроводниковых приборов силовой схемы преобразователя. Однако уменьшение кратности  $N$  ведет к росту инерционности от дискретности управления и снижает быстродействие электропривода. Поэтому при выборе кратности  $N$  необходимо ориентироваться на минимально допустимое для поставленной задачи быстродействие электропривода.

Полученные результаты подтверждают более высокое быстродействие питаемых от однофазной сети систем электропривода постоянного тока выполненных на основе преобразователей с многократным включением вентилей, по сравнению с системами на основе управляемых выпрямителей с естественной коммутацией вентилей, и более высокое значение коэффициента мощности в средней части диапазона регулирования напряжения на двигателе. Это обуславливает перспективность применения в питаемых от однофазной сети электроприводах постоянного тока средней мощности с длительными тормозными режимами преобразователей с многократным включением вентилей, как средства улучшения их динамических и энергетических характеристик.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Мин Ту Аунг Энергоэффективное управление двигателем последовательного возбуждения / М.Т. Аунг, В.И. Суздорф // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2017. №5 (123) – С. 137. – 145.
2. Мин Ту Аунг Динамическая коррекция электропривода с двигателем последовательного возбуждения / М.Т.Аунг, В.И. Суздорф // Вестник Магнитогорского государственного технического университета. 2018. №1. – С.54 – 60.
3. Мин Ту Аунг Функциональный синтез управления в однофазных электроприводах малой мощности / Ю.Н. Дементьев, А.С. Мешков, М.Т. Аунг, В.И. Суздорф //

Вестник южно-уральского государственного университета Серия «ЭНЕРГЕТИКА», Том 18, № 3. – С. 98 – 105.

4. Aung, M.T. Design of series-wound motor control / V.I. Susdorf, M.T. Aung, A.S. Meshkov // 2017 International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM) Electronic resource, 2017. WOS:000414282400239, DOI: 10.1109/ICIEAM.2017.8076346.

5. Aung, M.T. Energy saving control of series excitation motor / Y.N. Dementyev, K.N. Negodin, M.T. Aung, V.I. Susdorf // MATEC Web of Conferences 4. "4th International Youth Forum "Smart Grids 2016". 2016. DOI: 10.1051/mateconf/20179101045.

6. Aung, M.T. Functional Control Synthesis of Single-Phase Low Power Motor Drives/ Yu.N. Dementyev, V.I. Susdorf, N.V. Koyain, A.S. Meshkov// Energy Web and Information Technologies 18, e 7, 2018. DOI: 10.4108/eai.12-9-2018.155861.

7. Aung, M.T. Microcontroller Control of Series Excitation Motor/V.I. Susdorf, M.T. Aung //2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon), 2018. WOS:000459848500061, DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602556.

8. Susdorf V.I. Optimization of Series Motor Drive Dynamics/ S.P. Cherniy, A.V. Buzikayeva //2019 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon).DOI: 10.1109/FarEastCon.2019.8934344.

9. Cherniy S.P. Fuzzy Multi-Cascade AC Drive Control System/ A.V. Buzikayeva, A.S. Gudim //2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon).DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602930.

10. Шипилло, В.П. Автоматизированный вентильный электропривод / В.П. Шипилло. – Москва: Энергия, 1969. – 400 с.

11. Перельмутер, В.М. Системы управления тиристорными электроприводами постоянного тока / В.М. Перельмутер, В.А. Сидоренко. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 304с.

12. Справочник по проектированию автоматизированного электропривода систем управления технологическими процессами / Под ред. В.И. Круповича [и др.]. – Москва: Энергоиздат, 1982. – 416 с.

13. Поздеев, А. Д. Динамика вентильного электропривода постоянного тока / Под ред. А. Д. Поздеева [и др.]. – Москва: Энергия, 1975. – 223 с.

14. Маевский, О.А. Энергетические показатели вентильных преобразователей / О.А. Маевский. – Москва: Энергия, 1978. – 320 с.

15. Глазенко, Т.А. Импульсные полупроводниковые устройства в электроприводах / Т.А. Глазенко. – Ленинград: Энергия, 1965. – 188 с.

16. Герман-Галкин, С.Г. Широко-импульсные преобразователи / С.Г. Герман-Галкин. – Ленинград: Энергия, 1979. – 96 с.

17. Сидоров, С.И. Динамические характеристики полнотью управляемого преобразователя / С.И. Сидоров, В.Н. Мишин. // Проблемы преобразовательной техники:

---

Тезисы докладов Всесоюзной научно-технической конференции – Киев, 1979. – Ч.2. С.72.

18. Васильченко, Н.С. Импульсные преобразователи напряжения с непосредственной связью с питающей сетью переменного тока / Н.С. Васильченко, С.А. Васильченко // Научно-техническое творчество аспирантов и студентов: материалы докладов 44-й науч.-техн. конф., Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2014. – С. 104-106.

19. Васильченко, С.А. Характеристики преобразователей с многократным включением вентиля // С.А. Васильченко, Ф.Н. Голубев, В.Д. Латышко // Известия ЛЭТИ им. В.И. Ульянова (Ленина). 1981. № 292. – С.83 – 89.

20. Васильченко, С.А. Математическое описание преобразователя с многократным включением вентиля как элемента электромеханической системы // С.А. Василь-

ченко, Ф.Н. Голубев, Л.Н. Лозовой // Известия ЛЭТИ им. В.И. Ульянова (Ленина). 1982. № 311. – С.83 – 89.

21. Тимченко, Н.С. Аналитическое представление кривой выходной ЭДС преобразователя с многократным включением вентиля с использованием коммутационных функций / Н.С. Тимченко, С.А. Васильченко // Научно-техническое творчество аспирантов и студентов: материалы докладов 45-й науч.-техн. конф., Комсомольск-на-Амуре: ФГБОУ ВПО «КНАГТУ», 2015. – С. 490-492.

22. Васильченко, С.А. Моделирование однофазного регулируемого преобразователя переменного напряжения в постоянное с многократным включением вентиля на периоде напряжения питающей сети / С.А. Васильченко, С.П. Черный // Электропривод на транспорте и в промышленности: тр. II Всерос. науч.-практ. конф. (Хабаровск, 20-21 сентября 2018 г.) / под ред. С.В. Власевского. Хабаровск: Изд-во ДВГУПС, 2018. – С.262-270.

# Improving Dynamic and Energy Characteristics of Electromechanical Systems with Single-Phase Rectifiers

Sergey Vasilchenko, Sergey Cherny, Vladimir Khrulkov

Komsomolsk-na-Amure State University

Komsomolsk-na-Amure, Russia

kepapu@knastu.ru

**Abstract.** The paper discusses the possibility of improving dynamic and energy characteristics of DC electric drives powered with AC single-phase networks due to the use of AC-DC converters as power sources for their armature circuits with multiple switching-on of transistors at the supply network voltage cycle. The results of calculating dynamic and energy characteristics of DC electric drives powered by single-phase networks and based on AC-DC converters with multiple switching-on of transistors during supply voltage cycle and on controlled thyristor rectifiers

with natural commutation are presented and compared. The paper illustrates the viability of using this method of improving dynamic characteristics of DC electric drives of medium power with long braking modes powered by AC single-phase networks.

**Keywords:** controlled rectifiers, multiple switching-on of transistors, DC electric drives, frequency response, single-phase network.

# Применение полного факторного эксперимента для оптимизации параметров частотно-управляемого асинхронного двигателя с целью повышения его энергетических показателей

Шестаков А.В.

ФГБОУ ВО «Вятский государственный университет»  
Киров, Российская Федерация  
AlexVS1975@yandex.ru

**Аннотация.** Актуальность решения задач оптимального проектирования частотно-управляемых асинхронных двигателей сохраняется до настоящего времени. Среди существующих методов оптимизации параметров схемы замещения асинхронных машин для повышения их энергетических показателей значительное место занимает графический метод с применением уравнений регрессии, полученных с помощью полного факторного эксперимента. В качестве целевых функций в задаче, представленной в настоящей статье, приняты значения КПД и коэффициента мощности частотно-управляемого асинхронного двигателя. Факторами выступают параметры схемы замещения. Полный факторный эксперимент вида  $2^4$  выполнен с применением созданной автором модели рабочих характеристик асинхронного двигателя с учетом высших гармоник питающего напряжения, получаемых в результате гармонического анализа импульсного напряжения питания. Уравнения регрессии, связывающие КПД и коэффициента мощности с параметрами схемы замещения трехфазного асинхронного двигателя, были оптимизированы с целью исключения незначимых коэффициентов. Задача оптимизации активных и индуктивных сопротивлений двигателя для получения максимальных энергетических показателей при ограничениях тока и суммарных потерь была решена графически в двухмерном факторном пространстве. Результаты проведенных исследований позволяют сделать вывод о применимости метода полного факторного эксперимента к решению оптимизационной задачи для асинхронного двигателя, питаемого от преобразователя частоты с широтно-импульсной модуляцией.

**Ключевые слова:** частотно-управляемый асинхронный двигатель, энергетические показатели, полный факторный эксперимент, параметры схемы замещения, оптимизационные расчеты.

## ВВЕДЕНИЕ

Область применения частотно-управляемых асинхронных двигателей (ЧУАД) постоянно расширяется благодаря возможности управления частотой вращения и удешевлению стоимости преобразователей частоты с широтно-импульсной модуляцией (ШИМ). Одновременно остается актуальной задача оптимального проектирования ЧУАД. Решение названной задачи позволяет снижать без ущерба для возможностей управления и массогабаритных показателей энергопотребление ЧУАД [1-4]. В настоящее время создано большое количество методов оптимизации, применяемых как в энергетике [5], так и в электромеханике

для проектирования электрических машин различного типа [7-19]. Указанные алгоритмы и методики позволяют получить решение поставленной задачи оптимального проектирования в широком диапазоне целевых функций и ограничений. В то же время, многие из этих методов отличаются трудоемкостью, что на этапе предварительного проектирования не всегда является приемлемым. Наименьшими трудозатратами отличается план полного факторного эксперимента (ПФЭ) и метод графического решения оптимизационной задачи в двухмерном пространстве факторов [20]. Известно применение моделей ПФЭ для различных типов электромагнитных и электромеханических устройств [21]. Однако, методики, изложенные в перечисленных источниках [20, 21], не позволяют учесть влияние дополнительных потерь, возникающих в ЧУАД от высших гармоник напряжения при импульсном питании.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью наших исследований является разрешение вопроса о применимости метода ПФЭ для решения задачи оптимизации параметров схемы замещения ЧУАД с учетом влияния дополнительных потерь, вызванных напряжением ШИМ, для получения максимальных энергетических показателей при ограничениях суммарных потерь и потребляемого тока ЧУАД.

## ПОЛУЧЕНИЕ УРАВНЕНИЙ РЕГРЕССИИ, СВЯЗЫВАЮЩИХ ПАРАМЕТРЫ СХЕМЫ ЗАМЕЩЕНИЯ С ЭНЕРГЕТИЧЕСКИМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ ЧУАД

Объект исследования – асинхронный двигатель закрытого исполнения АИР56А2УЗ. Номинальные данные двигателя: мощность  $P_{2ном} = 180$  Вт; напряжение  $U_{1ном} = 220/380$  В; частота сети  $f_1 = 50$  Гц; синхронная частота вращения  $n_1 = 3000$  мин<sup>-1</sup>. По методике [22] были рассчитаны геометрические размеры активной части, обмоточные данные, параметры схемы замещения и потери названного двигателя при синусоидальном напряжении.

На первом этапе решения поставленной оптимизационной задачи нами составлялись уравнения регрессии, которые связывают параметры схемы замещения ЧУАД с его энергетическими показателями,

потерями и потребляемым током. В качестве факторов (варьируемых величин) нами были приняты активное сопротивление статорной обмотки  $R_1$ , приведенное активное сопротивление роторной обмотки  $R_2'$ , индуктивное сопротивление рассеяния статорной обмотки  $X_1$  и приведенное индуктивное сопротивление рассеяния роторной обмотки  $X_2'$ . В качестве функций отклика (выходных величин) в проведенном нами вычислительном ПФЭ выступили: потребляемый ток  $I_1$ , суммарные потери  $\Sigma P$  ЧУАД и его энергетические показатели – КПД  $\eta$  и коэффициент мощности  $\lambda$ .

В соответствии с [20] нами была составлена матрица планирования полного факторного эксперимента вида  $2^4$ , приведенная на рис. 1. Интервал варьирования факторов был принят равным  $\Delta x = 20\%$ . Факторы, выраженные в кодированных единицах, имеют следующие условные обозначения:  $x_1$  – активное сопротивление статорной обмотки  $R_1$ ;  $x_2$  – приведенное активное сопротивление роторной обмотки  $R_2'$ ;  $x_3$  – индуктивное сопротивление рассеяния статорной обмотки  $X_1$ ;  $x_4$  – приведенное индуктивное сопротивление рассеяния роторной обмотки  $X_2'$ .

В левой части таблицы, представленной на рис. 1 приводятся значения названных факторов и их произведений в кодированных единицах, в правой части названной таблицы приведены значения варьируемых факторов в физических единицах (омах). В колонках  $\eta$ ,  $\lambda$ ,  $I_1$  и  $\Sigma P$  представлены значения коэффициента полезного действия, коэффициента мощности, потребляемого тока, суммарных потерь ЧУАД в каждом из 16 проведенных опытов. Символами  $b_0 \dots b_{34}$  обозначены коэффициенты уравнений регрессии, символами  $Z_1 \dots Z_{11}$  – вспомогательные переменные.

Для расчета энергетических показателей, потребляемых мощности и тока исследуемого двигателя нами была использована методика [23, 24], которая позволяет учесть влияние высших гармоник широтно-импульсного напряжения на рабочие характеристики ЧУАД. Действующие значения основной и высших гармоник были получены нами с помощью программы [25], позволяющей формировать кривую импульсного напряжения с широтно-импульсной модуляцией для различных частот и рассчитывать спектр гармоник с помощью формул гармонического анализа. Все расчеты выполнялись для частоты основной гармоники  $f_1 = 50$  Гц. Несущая частота импульсов принималась равной  $f_H = 4000$  Гц.

При расчете по [23, 24] во всех 16 опытах ПФЭ (рис. 1) значение частоты вращения ротора подбиралось таким, чтобы полезная мощность была равна номинальной (180 Вт).

Дополнительно к опытам ПФЭ (рис. 1) был выполнен контрольный опыт, при котором значения факторов

равнялись номинальным. В результате контрольного опыта получены следующие значения функций отклика:

$$\eta_{\text{НОМ}} = 0,7014; \lambda_{\text{НОМ}} = 0,7217;$$

$$I_{1,\text{НОМ}} = 0,5623 \text{ А}; \Sigma P_{\text{НОМ}} = 0,0766 \text{ кВт}.$$

Попыт	$x_1$	$x_2$	$x_3$	$x_4$	$Z_1$	$Z_2$	$Z_3$	$Z_4$	$Z_5$	$Z_6$	$Z_7$	$Z_8$	$Z_9$	$Z_{10}$	$Z_{11}$	$\eta$	$\lambda$	$I_1$	$\Sigma P$	$R_1$	$R_2'$	$X_1$	$X_2'$
1	+	-	-	-	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	0,7094	0,6938	0,5473	0,0802	40,332	25,500	20,405	25,001
2	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6835	0,7912	0,5544	0,0834	41,240	25,500	20,405	25,001
3	+	-	+	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7280	0,7637	0,5346	0,0809	40,332	38,340	20,405	25,001
4	+	+	+	-	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6183	0,7639	0,5404	0,0936	41,240	38,340	20,405	25,001
5	+	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7447	0,6884	0,5544	0,0817	40,332	25,500	20,405	25,001
6	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6763	0,7463	0,5444	0,0863	41,240	25,500	20,405	25,001
7	+	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7214	0,6995	0,5417	0,0809	40,332	38,340	20,405	25,001
8	+	+	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6492	0,7992	0,5778	0,0973	41,240	38,340	20,405	25,001
9	+	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7409	0,6892	0,5536	0,0818	40,332	25,500	20,405	25,001
10	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6799	0,7460	0,5421	0,0851	41,240	25,500	20,405	25,001
11	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7263	0,6988	0,5467	0,0878	40,332	38,340	20,405	25,001
12	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6335	0,7984	0,5744	0,0954	41,240	38,340	20,405	25,001
13	+	-	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7418	0,6844	0,5568	0,0827	40,332	25,500	20,405	25,001
14	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6719	0,7486	0,5370	0,0883	41,240	25,500	20,405	25,001
15	+	-	+	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,7209	0,6842	0,5506	0,0790	41,004	38,340	20,405	25,001
16	+	+	-	+	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,6436	0,7534	0,5873	0,0997	41,240	38,340	20,405	25,001
	$b_0$	$b_1$	$b_2$	$b_3$	$b_4$	$b_5$	$b_6$	$b_7$	$b_8$	$b_9$	$b_{10}$	$b_{11}$	$b_{12}$	$b_{13}$	$b_{14}$								

Рис. 1. Матрица планирования ПФЭ и его результаты

После расчета коэффициентов  $b_0 \dots b_{34}$  для упомянутых выше функций отклика, проверки значимости и исключения незначимых коэффициентов нами были получены следующие уравнения регрессии:

- для коэффициента полезного действия ЧУАД

$$\eta = 0,69968 - 0,03546 \cdot x_1 - 0,01182 \cdot x_2 + 0,00352 \cdot x_3 + 0,00193 \cdot x_4; \quad (1)$$

- для коэффициента мощности ЧУАД

$$\lambda = 0,72323 + 0,02912 \cdot x_1 + 0,00564 \cdot x_2 - 0,00239 \cdot x_3 - 0,00263 \cdot x_4; \quad (2)$$

- для потребляемого тока ЧУАД

$$I_1 = 0,56397 + 0,00601 \cdot x_1 + 0,00523 \cdot x_2 + 0,00486 \cdot x_3 + 0,00373 \cdot x_4; \quad (3)$$

- для суммарных потерь ЧУАД

$$\Sigma P = 0,07801 + 0,0131 \cdot x_1 + 0,00443 \cdot x_2 + 0,00134 \cdot x_3 + 0,00074 \cdot x_4 + 0,00092 \cdot x_1 \cdot x_2 + 0,00042 \cdot x_1 \cdot x_3 + 0,00027 \cdot x_1 \cdot x_4. \quad (4)$$

#### РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ ОПТИМИЗАЦИИ ПАРАМЕТРОВ ЧУАД ГРАФИЧЕСКИМ МЕТОДОМ

На заключительном этапе нами была решена задача определения оптимальных значений факторов  $x_1 \dots x_4$  для получения максимальных значений коэффициента полезного действия  $\eta$  и коэффициента мощности  $\lambda$  ЧУАД при ограничениях его потребляемого тока  $I_1 \leq I_{1,\text{НОМ}}$ , коэффициента мощности  $\lambda \geq \cos \varphi_{\text{НОМ}}$  и суммарных потерь  $\Sigma P \leq \Sigma P_{\text{НОМ}}$ . Для решения поставленной задачи нами была использована графическая интерпретация целевых функций и ограничений в двухмерном факторном пространстве [20]. Для целевых функций  $\eta \rightarrow \max$  и  $\lambda \rightarrow \max$  оптимизационная задача решалась поочередно: в начале при  $x_1 = x_2 = \text{const} = 0$  (то есть при номинальных значениях активных сопротивлений

статора  $R_{1,ном} = 51,04 \text{ Ом}$  и ротора  $R'_{2,ном} = 31,95 \text{ Ом}$ ); затем при  $x_3 = x_4 = const = 0$  (то есть при номинальных значениях индуктивных сопротивлений рассеяния статора  $X_{1,ном} = 25,506 \text{ Ом}$  и ротора  $X'_{2,ном} = 29,85 \text{ Ом}$ ); после этого полученные значения факторов усреднялись. Алгоритм графического решения оптимизационной задачи был следующим:

- в неравенства ограничений ( $\lambda \geq \cos \varphi_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  или  $\Sigma P \leq \Sigma P_{ном}$ ) в левые части подставлялись соответствующие уравнения регрессии (2) – (4), в правые части – соответствующие численные значения  $\cos \varphi_{ном}$ ,  $I_{1,ном}$  или  $\Sigma P_{ном}$ ;

- знак неравенства заменялся знаком равенства, и один фактор выражался через другой ( $x_2 = f(x_1)$  или  $x_4 = f(x_3)$ ); полученные зависимости строились на соответствующей координатной плоскости;

- определялась область допустимых решений, для чего в неравенства ограничений ( $\lambda \geq \cos \varphi_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  или  $\Sigma P \leq \Sigma P_{ном}$ ) подставлялись значения факторов, равные нулю; если неравенство было верным, то центр плана (точка с координатами (0; 0)) принадлежал области допустимых решений; в противном случае – область допустимых решений не содержала центра плана; определялись границы области допустимых решений и вершины этой области;

- координаты вершин поочередно подставлялись в уравнения регрессии (1) или (2), и выяснялось, в какой точке выполнялось условие  $\eta \rightarrow \max$  или  $\lambda \rightarrow \max$ ; таким образом устанавливались оптимальные значения факторов на данном этапе решения задачи.

После этого выполнялось усреднение полученных значений факторов.

Результаты графического решения оптимизационной задачи при  $\eta \rightarrow \max$ , ограничениях  $\lambda \geq \cos \varphi_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_1 = x_2 = 0$  приведены на рис. 2. Оптимальная точка  $D(-1; -1)$ .

Результаты решения для случая  $\eta \rightarrow \max$  при ограничениях  $\lambda \geq \cos \varphi_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_3 = x_4 = 0$  приведены на рис. 3. В этом случае оптимальной была точка  $B(0,14; -1)$ .

Для задачи при  $\lambda \rightarrow \max$ , ограничениях  $\Sigma P \leq \Sigma P_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_1 = x_2 = 0$  решение приведено на рис. 4. Оптимальной оказалась точка  $B(-1; -1)$ .

Результаты решения оптимизационной задачи для  $\lambda \rightarrow \max$  при ограничениях  $\Sigma P \leq \Sigma P_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_3 = x_4 = 0$  приведены на рис. 5. В этом случае оптимальной точкой была  $C(0,23; -1)$ .

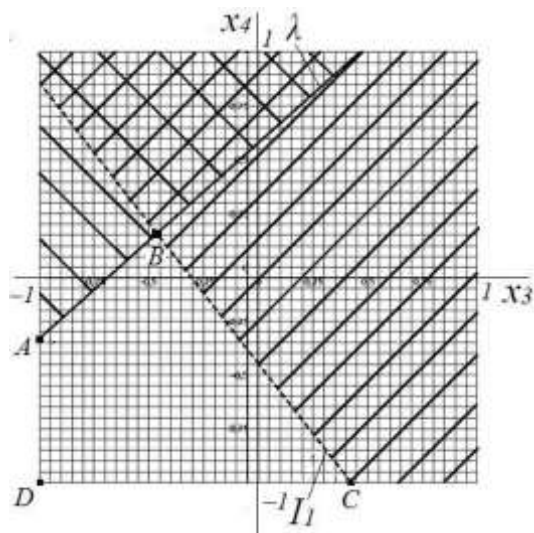


Рис. 2. Область допустимых решений при  $\eta \rightarrow \max$ ;  $\lambda \geq \cos \varphi_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_1 = x_2 = 0$

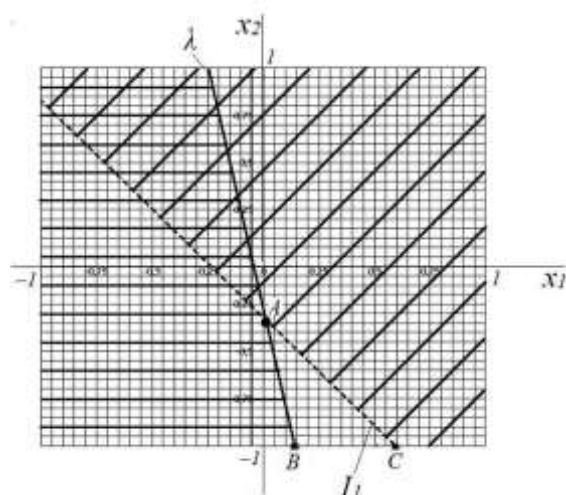


Рис. 3. Область допустимых решений при  $\eta \rightarrow \max$ ;  $\lambda \geq \cos \varphi_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_3 = x_4 = 0$

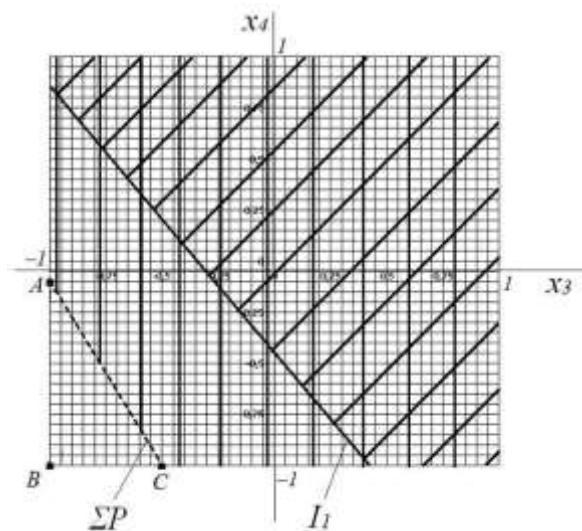


Рис. 4. Область допустимых решений при  $\lambda \rightarrow \max$ ;  $\Sigma P \leq \Sigma P_{ном}$ ,  $I_1 \leq I_{1,ном}$  и  $x_1 = x_2 = 0$

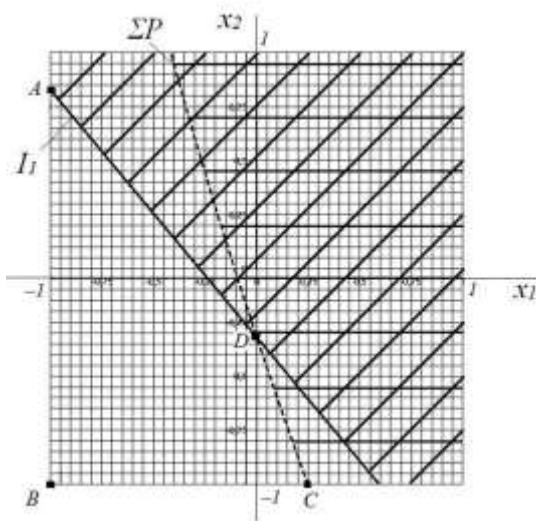


Рис. 5. Область допустимых решений при  $\lambda \rightarrow \max$ ;

$$\Sigma P \leq \Sigma P_{\text{ном}}, I_1 \leq I_{1,\text{ном}} \text{ и } x_3 = x_4 = 0$$

Усредненные значения факторов для задачи  $\eta \rightarrow \max$ :

$$x_{1,\text{cp}} = \frac{0+0,14}{2} = 0,07; x_{2,\text{cp}} = \frac{0+(-1)}{2} = -0,5;$$

$$x_{3,\text{cp}} = \frac{-1+0}{2} = -0,5; x_{4,\text{cp}} = \frac{-1+0}{2} = -0,5.$$

Усредненные значения факторов для задачи  $\lambda \rightarrow \max$ :

$$x_{1,\text{cp}} = \frac{0+0,23}{2} = 0,115; x_{2,\text{cp}} = \frac{0+(-1)}{2} = -0,5;$$

$$x_{3,\text{cp}} = \frac{-1+0}{2} = -0,5; x_{4,\text{cp}} = \frac{-1+0}{2} = -0,5.$$

Окончательно определены оптимальные значения факторов одновременно для задач  $\eta \rightarrow \max$  и  $\lambda \rightarrow \max$ :

$$x_{1,\text{опт}} = \frac{0,07+0,115}{2} = 0,0925; x_{2,\text{опт}} = \frac{-0,5-0,5}{2} = -0,5;$$

$$x_{3,\text{опт}} = \frac{-0,5-0,5}{2} = -0,5; x_{4,\text{опт}} = \frac{-0,5-0,5}{2} = -0,5.$$

Оптимальные значения параметров схемы замещения ЧУАД в физических единицах определялись по формуле:

$$X_{i,\text{опт}} = X_{i,\text{ном}} + \frac{\Delta x}{100\%} \cdot X_{i,\text{ном}} \cdot x_{i,\text{опт}}, \quad (5)$$

где  $X_{i,\text{ном}}$  – номинальное значение соответствующего фактора в омах;  $x_{i,\text{опт}}$  – значение соответствующего фактора в кодированных единицах.

Оптимальные значения параметров схемы замещения исследуемого АД:

$$R_{1,\text{опт}} = 51,984 \text{ Ом}; R'_{2,\text{опт}} = 28,775 \text{ Ом};$$

$$X_{1,\text{опт}} = 22,955 \text{ Ом}; X'_{2,\text{опт}} = 26,865 \text{ Ом}.$$

Расчет рабочих характеристик ЧУАД при найденных оптимальных значениях сопротивлений по методике [23, 24] подтвердил полученные решения, в результате которого достигнуты максимальные значения КПД  $\eta_{\text{опт}} = 0,7054$  о.е. и коэффициента мощности  $\lambda_{\text{опт}} = 0,7214$  о.е. при ограничениях потребляемого тока  $I_1 = 0,5549$  А и суммарных потерь  $\Sigma P = 0,0752$  кВт ЧУАД.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Модели первого порядка, полученные с помощью метода ПФЭ, вполне позволяют решать задачи оптимизации параметров схемы замещения ЧУАД. Дальнейшие исследования предполагают включение в число рассматриваемых факторов частоты основной гармоники напряжения и способа формирования кривой напряжения при широтно-импульсной модуляции.

## БЛАГОДАРНОСТЬ

Автор выражает благодарность магистранту ВятГУ программы «Электромеханика» (выпуск 2018 года) И.В. Ганькуличу за участие в проведении исследований.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Беспалов В.Я. Разработка и освоение производства энергоэффективных асинхронных двигателей массовых серий / В.Я. Беспалов, А.С. Кобелев, О.В. Кругликов, Л.Н. Макаров // Электротехника. – 2015. – №4. – с. 34-40.
2. Изосимов Д.Б. Некоторые особенности проектирования тяговых асинхронных двигателей. Ч. 1 / Д.Б. Изосимов // Электротехника. – 2012. – №3. – с. 36а-43.
3. Изосимов Д.Б. Некоторые особенности проектирования тяговых асинхронных двигателей. Ч. 2 / Д.Б. Изосимов // Электротехника. – 2012. – №4. – с. 46-51.
4. Вершинин А.В. Разработка специальных конструктивных исполнений частотно регулируемых асинхронных электродвигателей / А.В. Вершинин, М.С. Драгомиров, А.М. Зайцев, О.В. Кругликов // Электротехника. – 2008. – №11. – с. 46-49.
5. Атанов И.В. Постановка задачи оптимального резервирования системы автономного электроснабжения и сравнительный анализ методов ее решения / И.В. Атанов, В.Я. Хорольский, В.Н. Шемякин, В.А. Ярош // Электротехника. – 2019. – №3. – с. 2-6.
6. Исмагилов Ф.Р. Выбор оптимальных размеров высокотемпературного стартер-генератора летательного аппарата / Ф.Р. Исмагилов, Ш.Г. Исмагилов, Н.Г. Тарасов, В.В. Айгузина // Электротехника. – 2018. – №1. – с. 25-29.
7. Иштуinov В.В. Применение методов оптимизации при проектировании вентильных электродвигателей постоянного тока с постоянными магнитами для специальных электроприводов / В.В. Иштуinov // Электротехника. – 2014. – №4. – с. 46-50.
8. A.S. Kobelev "Constructing integrated models of asynchronous motors for smart CAD systems," Russian Electrical Engineering, vol. 75, no. 5, pp. 1-6, 2004.
9. Меренков Д.В. Оптимизация однофазных асинхронных двигателей с несимметричной трёхфазной обмоткой на статоре / Д.В. Меренков Г.А. Семенчуков // Электротехника. – 2007. – №8. – с. 25-31.
10. Кобелев А.С. Математическая модель электромагнитного расчета асинхронных электродвигателей для работы с алгоритмами оптимизации / А.С. Кобелев, С.В. Кудряшов // Электротехника. – 2008. – №11. – с. 28-35.
11. Кобелев А.С. Применение кластерного анализа в многопоточном проектировании активных частей асинхронных электродвигателей / А.С. Кобелев // Электротехника. – 2015. – №3. – с. 8-15.
12. S. Jurkovic, K.M. Rahman, J.C. Morgante et al., "Induction machine design and analysis for general motor e-assist electrification technology", IEEE Trans. Ind. Appl., vol. 51, no. 1, pp. 631-639, 2015.
13. Monica-Adela Enache, Aurel Campeanu, Sorin Enache, Ion Vlad and Marian Popescu "Optimal Design of Asynchronous Motors used for Driving Coal Mills," 2019 Int.

Conf. on Electromechanical and Energy Systems (SIELMEN), pp. 1-6, 2019.

14. V.S. Osipov, "On the determination of the parameters of the equivalent circuit of three-phase induction motors," Russian Electrical Engineering, vol. 88, no. 12, pp. 845-849, 2017.

15. Flur R. Ismagilov, Vyacheslav Ye. Vavilov and Valentina V. Ayguzina "Genetic Algorithms for Electrical Machine Optimal Design," 2018 Int. Conf. on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM). Moscow, Russia. 15-18 May 2018. IEEE Xplore Digital Library, pp. 1-6, 2018.

16. Wonseok Han, Chan Van Dang, Jong-Wook Kim, Yong-Jae Kim and Sang-Yong Jung "Global-Simplex Optimization Algorithm Applied to FEM-Based Optimal Design of Electric Machine, IEEE Transactions on Magnetics, vol. 53, no. 4, pp. 1-4, June 2017.

17. Jong-Wook Kim, Dongsu Lee and Sang-Yong Jung "Min-Max Univariate Dynamic Encoding Algorithm for Searches (uDEAS) and Its Application to Optimal Design of Electric Machines," IEEE Transactions on Magnetics, vol. 49, no. 5, pp. 2201-2204, May 2013.

18. Qingfeng Chen, Guoyi Li, Qunjing Wang, "Optimization Design of Three-phase Asynchronous Motor Based on Multi-Objective Ant Colony Algorithm," Proc. of Int. Conf. on Electrical and Control Engineering Conference (ICECE 2011), pp. 2410-2413, Sept 2011.

19. M. Cunkas, R. Akkaya, "Design Optimization of Induction Motor by Genetic Algorithm and Comparison with

Existing Motor", Mathematical and Computational Applications, vol. 11, no. 3, pp. 193-203, 2006.

20. Ивоботенко Б.А. Планирование эксперимента в электромеханике / Б. А. Ивоботенко, Н. Ф. Ильинский, И. П. Копылов. – М.: "Энергия", 1975. - 185 с.

21. Зайцев Ю.М. Проектирование минимизированного втяжного броневоегo электромагнита постоянного напряжения / Ю.М. Зайцев, Кадышев Е.Н., В.Н. Петров, Н.В. Руссова, Г.П. Свинцов // Электротехника. – 2018. – №8. – с. 28-31.

22. Копылов И.П. Проектирование электрических машин – 4-е изд., перераб. и доп. / И.П. Копылов [и др.] – Москва: Юрайт, 2015. – 766 с.

23. Шестаков А.В. Математическая модель рабочих характеристик асинхронных двигателей с частотным управлением / А.В. Шестаков // Электротехника. – 2011. – №2. – с. 23а-29.

24. Шестаков А.В. Экспериментальное исследование рабочих характеристик асинхронного двигателя при импульсном питании / А.В. Шестаков, В.В. Желнин, Р.Н. Исмиев // Электротехника. – 2016. – № 6. – с. 38а-44.

25. Шестаков А.В. Моделирование и гармонический анализ импульсного напряжения при синусоидальной широтно-импульсной модуляции / А.В. Шестаков // Общество. Наука. Инновации (НПК-2018): сб. статей. т. 2. Технические и физико-математические науки. Киров : Изд-во ВятГУ, 2018. – с. 1137 – 1144.

# An Application of a Complete Factorial Experiment to Optimize the Parameters of a Frequency-Controlled Asynchronous Motor in order to Improve its Energy Indicators

Alexander V. Shestakov

Associate Prof. on Electric Machines and Devices

FGEI HE «Vyatka State University»

Kirov, Russian Federation

AlexVS1975@yandex.ru

**Abstract.** The relevance of solving problems of optimal design of frequency-controlled asynchronous motors remains to the present time. Among the existing methods of optimizing the parameters of the asynchronous machines equivalent circuit to increase their energy indicators, a significant place is occupied by a graphical method using regression equations obtained by a complete factorial experiment. As the objective functions in the problem presented in this article, the values of efficiency and power factor of frequency-controlled asynchronous motor are accepted. The factors are the parameters of the equivalent circuit. A complete factorial experiment of type  $2^4$  was performed using the model of the asynchronous motor performance data created by the author, taking into account the higher harmonics of the supply voltage obtained as a result of harmonic analysis of the pulsed supply voltage. The regression equations relating the efficiency

and power factor to the parameters of the three-phase asynchronous motor equivalent circuit have been optimized to eliminate insignificant coefficients. The problem of optimizing the resistances and inductive reactances of the motor to obtain maximum energy indicators under current and total losses limitation was solved graphically in a two-dimensional factor space. The results of the study allows to draw a conclusion about the applicability of the method of complete factorial experiment to the solution of the optimization problem for an asynchronous motor fed by a frequency converter with pulse width modulation.

**Keywords:** frequency-controlled asynchronous motor, energy indicators, complete factor experiment, parameters of the equivalent circuit, optimization calculations.

# Мажоритарные схемы дифференциальных защит преобразовательных установок и электродвигателей без трансформаторов тока с функциональной диагностикой

Барукин А.С., Калтаев А.Г., Ленков Ю.А.

Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова  
Павлодар, Республика Казахстан  
alexbarukin@mail.ru, abdulla911@mail.ru, lenkov\_u@bk.ru

**Аннотация.** Констатируется, что проблема построения устройств релейной защиты без трансформаторов тока является актуальной. Предлагается её решение с помощью герконов. Отмечено, что дифференциальная защита преобразовательных установок и дифференциально-фазная защита электродвигателей на герконах, не использующие трансформаторы тока, обладают малой надежностью срабатывания и несрабатывания при возникновении повреждения любого из их элементов. При этом, из-за отсутствия функциональной диагностики, не представляется возможным определить какой именно элемент был поврежден. Предлагаются две новые схемы этих защит, построенные по мажоритарному принципу – сигнал на отключение выключателя поврежденной электроустановки подается, если есть сигналы как минимум от двух из трех дублирующих друг друга комплектов, что ведет к улучшению как надежности срабатывания, так и несрабатывания. Рассмотрена работа блоков функциональной диагностики, выполненных по время-импульсному принципу. Показано, что контроль исправности соединительных проводов позволит избежать ложных срабатываний защит при их повреждениях.

**Ключевые слова:** преобразовательная установка, электродвигатель, дифференциальная защита, геркон, надежность, мажорирование, диагностика.

## ВВЕДЕНИЕ

В течение многих лет в качестве основных первичных преобразователей для устройств релейной защиты (РЗ) и измерений использовались трансформаторы тока (ТТ), обладающие такими недостатками, как: большие погрешности и напряжения, появляющиеся при разрыве обмотки во вторичной цепи, габариты, вес, использование дорогих материалов [1, 2]. Из-за указанных недостатков на Международных конференциях по большому энергетическим системам (CIGRE) неоднократно ставился вопрос, например в [3, 4], о необходимости использования или разработки таких датчиков, которые могли бы стать альтернативой ТТ. Одним из путей решения данной задачи может быть использование герконов, нашедших применение в технике [5], имеющих перспективы использования [6] и обладающих важными для РЗ преимуществами. Так, герконы способны одновременно выполнять функции трансформатора тока, измерительного органа защиты и аналого-дискретного преобразователя; для передачи сигнала им

не требуются усилители, при этом передачу осуществляют посредством цепей управления, а не измерительных; отсутствует необходимость использования устройств, уменьшающих влияние температуры [7-9]. На данном этапе в Павлодарском государственном университете им. С. Торайгырова разработаны принципы и ряд устройств защит на герконах [10-20], в том числе были предприняты попытки построить устройства дифференциальной защиты преобразовательных установок (ПУ) [21] и дифференциально-фазной защиты электродвигателей (ЭД) [22], широко распространенных в электроэнергетике. Недостатком защит [21] и [22] является малая надежность, так как при неисправности любого из элементов, входящих в их состав, они не срабатывают или срабатывают ложно. Кроме того, из-за отсутствия функциональной диагностики, при возникновении неисправностей в этих защитах невозможно определить поврежденные элементы. В данной работе предлагаются схемы дифференциальной защиты ПУ и дифференциально-фазной защиты ЭД, лишенные указанных недостатков.

## МАЖОРИТАРНАЯ СХЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНОЙ ЗАЩИТЫ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ УСТАНОВОК С ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКОЙ

### А. Схема защиты

Модель предлагаемой защиты [23] содержит (рис. 1 и рис. 2): исполнительный орган 1, выход которого подключен в цепь отключения выключателя трансформатора 2 ПУ (состоящей также из выпрямителя 3, к которому подключена нагрузка 4), герконы 5-13 с управляющими обмотками, герконы 14-22 без обмоток, блок 23 измерения с источником 24 постоянного напряжения, выполненный в виде моста Уитстона, в качестве одного из плеч которого использован магниторезистор 25, закрепленный в магнитном поле (МП) токопровода 26 постоянного тока выпрямителя 3, а в качестве остальных плеч – резисторы 27-29. Одна диагональ моста Уитстона использована в качестве выходов блока 23, а другая подключена к выходу источника 24 постоянного напряжения. В дифференциальную защиту входят также блоки 30 и 31



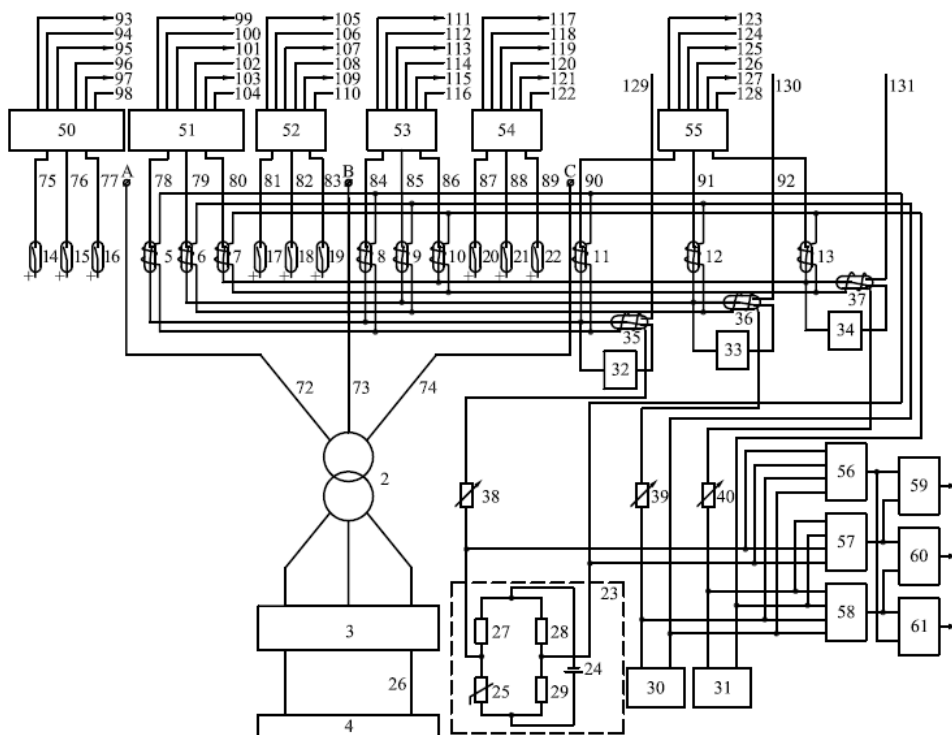


Рис. 1. Функциональная схема защиты (часть 1)

измерения, выполненные точно так же, как и блок 23, блоки 32-34 сигнализации, контролирующие герконы 35-37 с управляющими обмотками и регулируемые резисторы 38-40, через которые к первым выходам блоков 23, 30, 31 измерения подключены концы управляющих обмоток герконов 5-13 (начала этих обмоток подключены ко вторым выходам блоков 23, 30, 31 измерения), блоки 41-49 отстройки от броска тока намагничивания (БТН) и блоки 50-55 функциональной диагностики, выполненные по время-импульсному принципу, элементы 56-58 сравнения, элементы И 59-67, ИЛИ 68-71. Герконы 5-7, 8-10 и 11-13 с управляющими обмотками размещены в магнитном поле токопровода 72, 73, 74 переменного тока, соответственно, фаз А, В, С преобразовательной установки, так же, как и герконы 14-16, 17-19, 20-22 без обмоток.

#### Б. Работа схемы

В режиме нагрузки ПУ индукция  $B_y$ , созданная постоянным током  $I_y$  в управляющей обмотке каждого из герконов (например, 5-7), и индукция  $B_T$  МП от тока в токопроводе 72 воздействуют на герконы так, что они находятся в сработавшем состоянии, их контакты разомкнуты, на входы 78-80 блока 51 функциональной диагностики сигналы не поступают, и исполнительный орган 1 не работает.

При коротком замыкании (КЗ) в выпрямителе 3 ток хотя бы в одном из токопроводов 72-74 увеличивается, а в токопроводе 26 уменьшается, и МП переменного тока токопровода, воздействующее, например, на герконы 5-7 с управляющими обмотками, в одну из полуволн переменного тока оказывается больше МП, созданных токами обмоток управления. В результате контакты герконов 5-7, отпадая, замыкаются и подают сигналы на входы 78-80

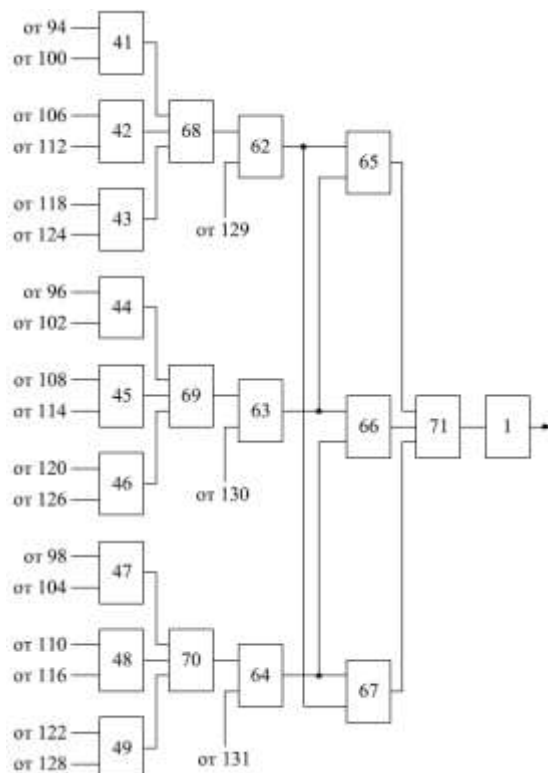


Рис. 2. Функциональная схема защиты (часть 2)

блока 51 функциональной диагностики, с выходов 100, 102 и 104 которого сигналы поступают соответственно на вторые входы блоков 41, 44 и 47 отстройки от БТН, на первые входы которых с выходов 94, 96 и 98 блока 50 функциональной диагностики поступают сигналы от сработавших герконов 14-16. При БТН время разомкнутого состояния контактов герконов 14-16 много больше, чем

при внутренних КЗ. Блоки 41, 44 и 47 производят отличие тока КЗ от тока намагничивания, и на их выходах появляются сигналы, поступающие на входы элементов ИЛИ 68-70, с выходов которых через элементы И 62-67 сигналы передаются на входы элемента ИЛИ 71. С выхода последнего сигнал поступает на вход исполнительного органа 1, который выдает сигнал на отключение выключателя установки (на рис. 1 и рис. 2 не показано).

При включении под напряжение или восстановлении напряжения после отключения внешнего КЗ происходит бросок тока намагничивания. Герконы 5-7, как и при КЗ, срабатывают. Блоки 41, 44 и 47 отстройки от БТН производят отличие тока КЗ от тока намагничивания, сигналы на их выходах отсутствуют, и защита не срабатывает.

#### В. Работа блоков функциональной диагностики

Каждый из блоков функциональной диагностики, например, блок 50, содержит (рис. 3) по три элемента И 132-134, НЕ 135-137 и ВРЕМЯ 138-140, которые контролируют время замкнутого состояния контактов герконов 14-16 (диагностируется их залипание), при этом время срабатывания элементов ВРЕМЯ зависит от типа герконов и выбора уставки их срабатывания. Блоки 51-55 функциональной диагностики выполнены точно так же, как и блок 50.

Рассмотрим работу блоков функциональной диагностики на примере блока 50. Если время замкнутого состояния контактов геркона 14 (15, 16) превышает уставку элемента ВРЕМЯ 138 (139, 140), то на выходе последнего появляется сигнал, свидетельствующий о залипании подвижного контакта геркона, который поступает в цепь сигнализации и через элемент НЕ 135 (136, 137) – на второй вход элемента И 132 (133, 134), на выходе которого таким образом сигнал снимается. Благодаря снятию сигналов с выходов соответствующих элементов И, при залипании подвижных контактов герконов предотвращаются возможные неправильные действия защиты.

С помощью элементов 56-58 сравнения осуществляется диагностика блоков 23, 30 и 31 измерения, выходные напряжения которых попарно сравниваются между собой. В случае неисправности любого из резисторов моста Уитстона, входящего в состав каждого блока измерения, например, блока 23, на выходах элементов 56 и 57 сравнения появляются сигналы, которые передаются на входы элемента И 59. С выхода последнего сигнал поступает в цепь сигнализации.

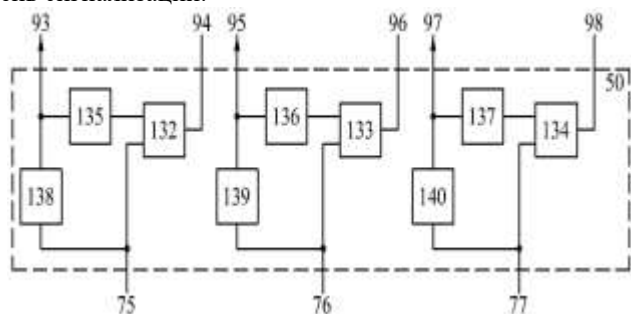


Рис. 3. Схема блока функциональной диагностики

## МАЖОРИТАРНАЯ СХЕМА ДИФФЕРЕНЦИАЛЬНО-ФАЗНОЙ ЗАЩИТЫ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЕЙ С ФУНКЦИОНАЛЬНОЙ ДИАГНОСТИКОЙ

#### А. Схема защиты

Модель предлагаемой защиты [24] состоит из блоков 1-3 определения повреждений (рис. 4), получающих информацию о защищаемом ЭД 4 и питающем его кабеле от блоков 5-16, закрепленных со стороны питания ЭД 4 вблизи токопроводов фаз А, В и С. Блоки 1-3 дублируют друг друга, как и блоки 5-7; 8-10; 11-13; 14-16. Блоки 5-13 содержат по два геркона (рис. 5) с одинаковыми параметрами, а блоки 14-16 – по одному. При этом первые герконы блоков 5-13 срабатывают в положительную полуволну переменного тока, а вторые – в отрицательную, т.е. герконы в блоках поляризованы.

Каждый из блоков 5-13 содержит герконы 28 и 29 с обмотками 30 и 31 управления, причем обмотка 30 подключена к катоду диода 32, а обмотка 31 – к аноду диода 33. Также в состав блоков входят фазопоротная схема 34, усилитель 35 и катушка 36 индуктивности (рис. 5). Использование двух поляризованных герконов позволяет защите выявлять повреждения в обе полуволны переменного тока. Это значительно усложняет защиту, особенно при использовании резервирования и диагностики неисправностей. Для ЭД, работающих во взрыво- и пожароопасных средах это, по-видимому, целесообразно, а в других случаях достаточно выявлять повреждения в одну полуволну за 0,02 с, не усложняя защиту.

Сигналы о срабатывании герконов блоков 5-13 передаются в блоки 1-3 по проводам (как в обычных традиционных защитах), а от этих блоков – на мажоритарный элемент 17, состоящий из элементов И 18-20 и элемента ИЛИ 21. Элемент 17 через прямой вход элемента И 22 подает сигнал в исполнительный орган 23, который дает команду на отключение выключателя 24.

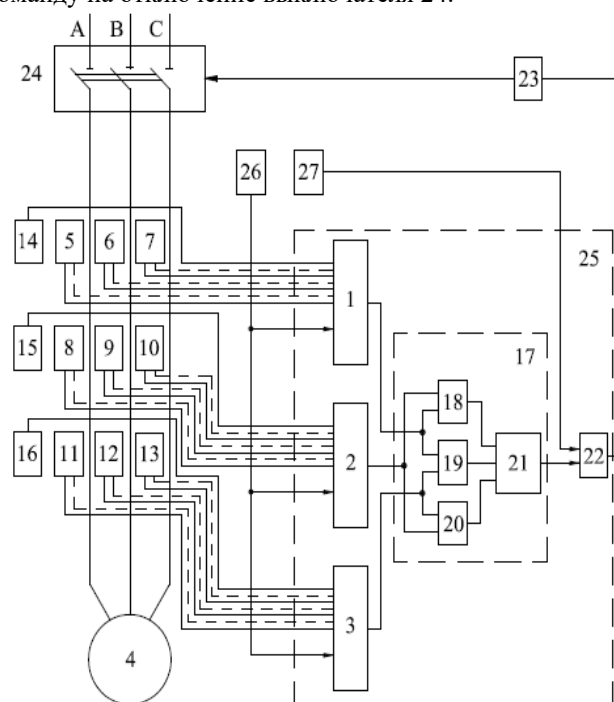


Рис. 4. Функциональная схема защиты

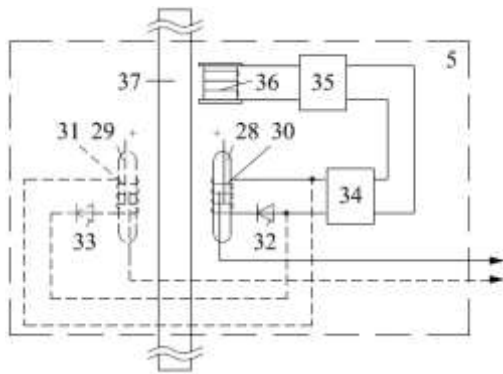


Рис. 5. Блок с поляризованными герконами, срабатывающими в положительную и отрицательную полуволну

Для реализации устройства необходимо подать 15 аналоговых сигналов в блок 25 защиты, который должен быть способен принять их. Для этих целей могут быть использованы микроконтроллеры Arduino Mega (Mega 2560, Mega ADK); при этом блоки 1-3 и мажоритарный элемент 17 могут быть частью микроконтроллера 25.

Для своевременного обнаружения залипания контактов герконов и обрыва их соединительных проводов в состав блоков 1-3 введены блоки 38-40 функциональной диагностики, каждый из которых содержит элементы НЕ 41, ВРЕМЯ 42 и 43, ИЛИ 44.

#### Б. Принцип действия

Известно, что в нормальном режиме работы ЭД угол между токами фаз статора составляет  $120^{\circ}$ ; при витковом замыкании в обмотке статора одной фазы –  $60^{\circ} \div 110^{\circ}$  (между неповрежденными фазами); при обрыве одной из фаз токи неповрежденных фаз сдвинуты на  $180^{\circ}$ ; при междупазных КЗ в ЭД и в питающем его кабеле токи в поврежденных фазах сдвинуты относительно неповрежденной фазы на  $120^{\circ} \div 180^{\circ}$  [25]. Расположенные в МП каждой из фаз герконы будут срабатывать в каждую из полувольт переменного тока. Изменение угла сдвига между фазами, и, как следствие, времени между срабатываниями герконов, сигнализирует о наличии неисправности в ЭД.

При витковом замыкании в ЭД 4, например в фазе А, сдвиг фаз между токами неповрежденных фаз находится в пределах  $60^{\circ} \div 110^{\circ}$ . Время между срабатываниями герконов в блоках 6 и 7 находится в диапазоне  $3,3 \leq t_{cp} \leq 6,1$  мс. Герконы в блоках 6 и 7 срабатывают, и на их выходах появляются напряжения  $U_6$  и  $U_7$ , которые поочередно поступают на входы таймера 48 (рис. 6). Сигнал с первого сработавшего геркона  $U_6 \geq U_{пор}$  ( $U_7 \geq U_{пор}$ , где  $U_{пор}$  – пороговое напряжение) запускает таймер 48, который отсчитывает время до тех пор, пока не поступит сигнал от второго геркона  $U_6 \geq U_{пор}$  ( $U_7 \geq U_{пор}$ ), после чего таймер 48 останавливается. Зафиксированное им время  $t_{cp}$  между срабатываниями гер-

конов запоминается и сравнивается с принятой уставкой

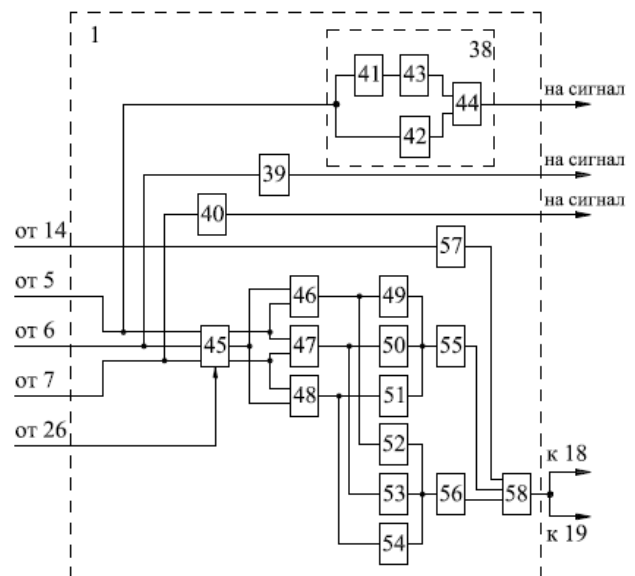


Рис. 6. Схема блока определения повреждений

для выявления витковых замыканий в элементе 51 сравнения. Если  $3,3 \leq t_{cp} \leq 6,1$  мс, то выдается сигнал на вход элемента ПАМЯТЬ 55. В элементе ПАМЯТЬ 55 этот сигнал запоминается на время, равное периоду колебаний переменного тока, а затем подается на мажоритарный элемент 17, где сравнивается с сигналами от других блоков.

Сигналы от блоков 1-3 попарно подаются на элементы И 18-20. Если сигнал выдают хотя бы два блока из трех, то элемент ИЛИ 21 выдает сигнал на вход исполнительного органа 23, который срабатывает и подает сигнал на отключение выключателя 24.

При обрыве одной из фаз ЭД 4, например фазы С, токи в неповрежденных фазах находятся в противофазе, угол между ними равен  $180^{\circ}$ . Время между срабатываниями герконов в блоках 5 и 6 находится в диапазоне  $7,8 \leq t_{cp} \leq 10$  мс. Устройство работает так же, как и при витковом замыкании. При двухфазных КЗ внутри ЭД 4 токи в поврежденных фазах сдвинуты относительно неповрежденной фазы на  $140^{\circ} \div 180^{\circ}$ . Защита работает так же, как и при обрывах фаз. При трехфазном КЗ во время включения ЭД 4 срабатывает геркон блока 14 (15, 16), установленный в МП одной из фаз ЭД 4 со стороны питания и отстроенный от токов пуска и самозапуска  $I_{cp} \geq 5 \div 7 I_{ном.ЭД}$ .

Для предотвращения ложного действия защиты при внешнем КЗ, которое может привести к сдвигу угла между токами фаз, отличного от угла в нормальном режиме, используется реле направления мощности 27. Оно подает блокирующий сигнал на инверсный вход элемента И 22, и защита не срабатывает.

#### В. Алгоритм диагностики неисправностей герконов

При возникновении повреждения в блоках 5-13, например в блоке 5, подается напряжение на элемент ВРЕМЯ 42, который контролирует время  $t_{пов1}$  поврежде-

ния (замкнутого состояния контактов геркона). Если  $t_{пов1} \geq t_{y1}$  ( $t_{y1}$  – время, выбранное в качестве уставки), то подается сигнал о повреждении. Время  $t_{y1}$  принимается равным 0,02 с, т.к. геркон срабатывает и отпадает в течение одной полуволны переменного тока (0,01 с). Поэтому, приняв  $t_{y1} = 0,02$  с, можно выявлять повреждения, вызывающие непрерывную подачу сигнала. При обрыве проводов или разрушении блока 5 из-за отсутствия напряжения запускается элемент ВРЕМЯ 43, который контролирует время  $t_{пов2}$  повреждения (разомкнутого состояния контактов геркона) при отсутствии сигнала, и, если  $t_{пов2} \geq t_{y2}$  ( $t_{y2} = 0,02$  с), то выдается сигнал о повреждении. Сигналы о наличии неисправностей в блоках 5-13 и соединительных проводах от элементов ВРЕМЯ 42 и 43 поступают в цепи сигнализации. При этом защита не будет работать ложно, т.к. построена по мажоритарному принципу «2 из 3», и неисправность отдельных её элементов не приводит к выдаче сигнала на отключение выключателя 24.

#### ВЫВОДЫ

Предложенные в данной работе дифференциальные защиты ПУ и ЭД без трансформаторов тока, построенные по мажоритарному принципу, способны выполнять свои функции при повреждениях в одном из трех дублирующих друг друга комплектов. Использование блоков функциональной диагностики, выполненных по времени-импульсному принципу, позволит выявлять залипания контактов герконов, а контроль исправности соединительных проводов даст возможность избежать ложных срабатываний защит при их повреждениях. Упрощение обслуживания защит в связи с возможностью замены неисправного блока исправным приведет к снижению средств для проведения ремонтов защищаемых электроустановок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Федосеев А.М. Релейная защита электроэнергетических систем. Релейная защита сетей. – Москва: Энергоатомиздат, 1984. – 520 с.
2. Лебедев В.Д. Измерительные преобразователи тока для цифровых устройств релейной защиты и автоматики / В.Д. Лебедев, Г.А. Филатова, А.Е. Нестерихин // Современные направления развития систем релейной защиты и автоматики энергосистем: матер. 4-й междунар. науч.-техн. конф. – Екатеринбург, 2013. – С. 1-7.
3. Дьяков А.Ф. Электроэнергетика мира в начале XXI столетия (по матер. 39-й сессии СИГРЭ, Париж) / А.Ф. Дьяков, В.Х. Ишкин, Л.Г. Мамиконянц, В.А. Семенов // Энергетика за рубежом. – Москва: ЗАО Научно-техническая фирма «Энергопрогресс», 2004. – Вып. 4–5. – 176 с.
4. Кожович Л.А. Современная релейная защита с датчиками тока на базе катушки Роговского / Л.А. Кожович, М.Т. Бишоп // Современные направления развития релейной защиты и автоматики энергосистем: матер. междунар. науч.-техн. конф. – Москва, 2009. – С. 39–48.

5. Карабанов С.М. Магнитоуправляемые контакты (герконы) и изделия на их основе. / С.М. Карабанов, Р.М. Майзельс, В.Н. Шоффа. – Долгопрудный: Дом Интеллект, 2011. – 408 с.

6. Майзельс Р.М. Герконы. Взгляд на перспективы направления / Р.М. Майзельс, В.Н. Шоффа // Электротехника. – 1998. – №1. – С. 20-25.

7. Клецель М.Я. О построении на герконах защит высоковольтных электроустановок без трансформаторов тока / М.Я. Клецель, В.В. Мусин // Электротехника. – 1987. – №4. – С. 11-13.

8. Клецель М.Я. Свойства герконов при использовании их в релейной защите / М.Я. Клецель, Ж.Р. Алишев, А.В. Мануковский, В.В. Мусин // Электричество. – 1993. – №9. – С. 18-21.

9. Клецель М.Я. Основы построения релейной защиты на герконах // Современные направления развития систем релейной защиты и автоматики энергосистем: матер. 4-й междунар. науч.-техн. конф. – Екатеринбург, 2013. – С. 1-10.

10. Клецель М.Я. Выбор тока срабатывания максимальной токовой защиты без трансформаторов тока на герконах / М.Я. Клецель, В.В. Мусин // Промышленная энергетика. – 1990. – №4. – С. 32–36.

11. Клецель М.Я. Принципы построения и модели дифференциальных защит электроустановок на герконах // Электротехника. – 1991. – №10. – С. 47-50.

12. Клецель М.Я. Реле сопротивления на герконах / М.Я. Клецель, М.А. Жуламанов // Электротехника. – 2004. – №5. – С. 38-44.

13. Новожилов А.Н. Защита асинхронного двигателя с фазным ротором от витковых замыканий / А.Н. Новожилов, М.П. Воликова // Электротехника. – 2006. – №4. – С. 6-12.

14. Клецель М.Я. Особенности построения на герконах дифференциально-фазных защит трансформаторов / М.Я. Клецель, П.Н. Майшев // Электротехника. – 2007. – №12. – С. 2-7.

15. Новожилов А.Н. Моделирование токов замыкания на землю обмотки статора асинхронного двигателя в сети с изолированной нейтралью / А.Н. Новожилов, Е.Н. Колесников, Т.А. Новожилов, Д.А. Кудабаев // Электротехника. – 2013. – №2. – С. 38-42.

16. Новожилов А.Н. Моделирование токов при витковом замыкании в трансформаторах руднотермических печей / А.Н. Новожилов, И.Ю. Крылов, К.И. Никитин, В.Н. Горюнов, Т.А. Новожилов // Электротехника. – 2013. – №4. – С. 27-32.

17. Kletsel M. Resource-saving protection electric motors / M. Kletsel, A. Kaltayev, B. Mashrapov // Przegląd Elektrotechniczny. – 2017. – vol. 93, is. 5. – P. 40-43.

18. Kletsel M. New filters for symmetrical current Kletsel M. About the Biot-Savart-Laplace law and its use for calculations in high-voltage AC installations / M. Kletsel, A. Barukin, O. Talipov // Przegląd Elektrotechniczny. – 2017. – vol, 93, is. 11. – P. 129-132.

19. Kletsel M. New filters for symmetrical current components / M. Kletsel, A. Zhantlesova, P. Mayshev, B. Mashrapov, D. Issabekov // International Journal of Electrical Power and Energy Systems. – 2018. – vol. 101. – P. 85-91.

---

20. Kletsel M. Constructive features of resource-saving reed relay protection and measurement devices / M. Kletsel, V. Borodenko. A. Barukin, A. Kaltayev, R. Mashrapova // Rev Roumaine des Sciences Techniques-Series Electrotechnique et Energetique. – 2019. – vol. 64, is 4. – P. 309-315.

21. Клецель М.Я., Барукин А.С., Кислов А.П. Устройство для дифференциальной защиты преобразовательной установки // Патент Казахстана №29769. 2015. Бюл. №4.

22. Калтаев А.Г., Клецель М.Я., Машрапов Б.Е. Устройство для защиты электродвигателя и питающего его кабеля от коротких замыканий и обрыва фазы // Патент Казахстана №29880. 2015. Бюл. №5.

23. Клецель М.Я., Барукин А.С., Ленков Ю.А., Горюнов В.Н. Устройство дифференциальной защиты на герконах и магниторезисторе для преобразовательной установки с трансформатором и выпрямителем // Патент России №2614243. 2017. Бюл. №9.

24. Клецель М.Я., Калтаев А.Г., Машрапов Б.Е., Машрапова Г.Н. Устройство для защиты электродвигателя и питающего его кабеля от коротких замыканий и обрыва фазы // Патент России №2570641. 2015. Бюл. №34.

25. Корогодский В.И. Релейная защита электродвигателей напряжением выше 1 кВ. / В.И. Корогодский, С.Л. Кужиков, Л.Б. Паперно. – Москва: Энергоатомиздат, 1987. – 248 с.

# Majority Voting Schemes of Differential Protections without Current Transformers with Functional Diagnostics for Converting Units and Electric Motors

Alexandr Barukin, Abdulla Kaltayev, Yuri Len'kov

S. Toraighyrov Pavlodar State University  
Pavlodar, Kazakhstan

alexbarukin@mail.ru, abdulla911@mail.ru, lenkov\_u@bk.ru

**Abstract.** It is stated that the issue of building up protection relays without CTs is relevant. The solution to this issue using reed switches is proposed. It is noted that the differential protection of converting units and the phase-comparison protection of reed switch-based motors without CTs have low dependability and security in the event of any faulty element. Herewith, the lack of functional diagnostics does not allow determining the faulty element. Two new protection schemes are proposed based on the majority voting principle - the faulty electrical unit trip

signal is generated if at least two of the three mutually redundant sets send alarms, which leads to an improvement in both the dependability and security. The work of the functional diagnostic units based on the time-pulse principle is considered. It is shown that the functional check of conductors will allow avoiding the protection malfunction in case of their failure.

**Keywords:** converting unit, electric motor, differential protection, reed switch, reliability, majority voting, diagnostics.

# Способы построения защит на магниточувствительных элементах для параллельных линий с односторонним питанием

Клецель М.Я., Машрапова Р.М., Машрапов Б.Е.  
Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова  
Павлодар, Республика Казахстан  
mkletsel@mail.ru, rizka1504@mail.ru, bokamashrapov@mail.ru

**Аннотация.** Рассмотрена традиционная поперечная направленная защита параллельных линий. Упомянуты ее недостатки и пути их устранения. Отмечено, что в настоящее время предложена защита, основанная на контроле отношения токов в одноименных фазах, и лишенная всех недостатков традиционной, кроме использования ею трансформаторов тока с ферромагнитными сердечниками. Констатируется, что проблема построения защит без трансформаторов тока является принципиально нерешенной проблемой релейной защиты. Предлагаются три способа ее решения для параллельных линий. Первый и второй – со стороны источника питания, третий – с приемной стороны. Первый заключается в определении поврежденной линии по разновременности достижения токами в одноименных фазах заданной величины, отключается та линия, ток в которой достиг заданной величины раньше, второй – в контроле угла между дифференциальным током параллельных линий и током в каждой из одноименных фаз, третий – в контроле времени между моментами достижения током в фазе линии заданной величины. Проанализированы схемы, реализующие эти способы. С помощью мысленного моделирования доказана их работоспособность в различных режимах.

**Ключевые слова:** магниточувствительный элемент, способ, защита, параллельные линии электропередачи, мысленное моделирование.

## ВВЕДЕНИЕ

Прошедшие сто лет для защиты параллельных линий напряжением 6-35 кВ широко применялись поперечная дифференциальная токовая направленная защита, которая имеет следующие недостатки: малая чувствительность из-за отстройки от токов в неповрежденных фазах и максимальных токов нагрузки, наличие цепей напряжения и мертвой зоны, а также получение информации от традиционных трансформаторов тока с ферромагнитными сердечниками. В разные годы прошлого столетия предлагались решения, позволяющие устранить тот или иной недостаток, например в [1] исключены цепи напряжения, в [2] мертвая зона, а в [3, 4] – обеспечено правильное поведение защиты при обрыве провода, делались попытки и повышения ее чувствительности [5]. Но одновременно устранить большинство недостатков удалось только в последние годы [6 - 10]. Например в [7], благодаря новому принципу построения защиты, заключающемуся в кон-

троле отношения токов в одноименных фазах, удалось обеспечить высокую чувствительность (зона каскадного действия не превышает 11% от длины линии), исключить цепи напряжения и обеспечить правильную работу во всех режимах. Однако один из недостатков, заключающийся в использовании трансформаторов тока, присущий подавляющему большинству устройств релейной защиты элементов системы электроснабжения, присущ и защитам параллельных линий, в том числе и новейшим защитам, например [11, 12, 13]. Уход от трансформаторов тока в последние десятилетия считается принципиально нерешенной проблемой релейной защиты, о чем неоднократно упоминалось на сессиях СИГРЭ [14, 15]. Дело в том, что трансформаторы тока имеют большие габариты и вес, а также погрешности в переходных режимах. Например трансформатор тока на напряжение 10 кВ, устанавливаемый в комплектных распределительных устройствах, весит 18 кг, из которых 2 кг высококачественной меди и 10 кг высококачественной стали, а для комплектных токопроводов их вес может достигать 500 кг. Одним из путей решения указанной проблемы является построение защит, получающих необходимую информацию от магниточувствительных датчиков. На их основе уже разработаны принципы построения максимальной токовой [16, 17, 18], дифференциально-фазной [19, 20], дифференциальной [21, 22, 23] и дистанционной [24, 25] защит, а также принципы выявления токов обратной и нулевой последовательностей [26]. В данной работе рассматриваются разрабатываемые авторами на герконах и катушках индуктивности способы построения защит без использования трансформаторов тока для параллельных линий с односторонним питанием. При этом удалось одновременно и достаточно просто уйти от почти всех указанных выше недостатков. Герконы и катушки индуктивности выбраны в связи с тем, что герконы нашли широкое распространение в технике [27] и обладают некоторыми важными для РЗ преимуществами [28], а катушки индуктивности малогабаритны, удобны, неподвержены влиянию температур и давно успешно используются в РЗ, в том числе, и как преобразователи тока [16].

СПОСОБ ЗАЩИТЫ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ЛИНИЙ СО СТОРОНЫ  
ИСТОЧНИКА ПИТАНИЯ

А. Способ защиты, основанный на разновременности  
достижения токами заданной величины

Способ [29] заключается в контроле времени  $t_1$  между моментами достижения мгновенными значениями токов  $i_1$  и  $i_2$  в одноименных фазах линий заданной (эталонной) величины  $i_{эТ}$ . Если  $t_1$  больше уставки  $t_{эТ1}$  срабатывания защиты, то отключается линия, ток в которой достиг заданной величины раньше. Покажем работоспособность защиты в различных режимах, используя мысленное моделирование, которое, как известно [30], является разновидностью моделирования и логической аналогией реального опыта. В режиме нагрузки защита (рис. 1) не срабатывает, так как пороговые значения в блоках 1–6 фиксации достижения током в фазе линии заданного значения, подключенных к датчикам тока 7–12, выбраны большими токами нагрузки. Поэтому на выходах блоков логики 13, 14, 15 сигналов нет.

При коротких замыканиях (КЗ) на шинах противоположной подстанции токи в поврежденных фазах линий достаточны для срабатывания блоков 1–6. Поэтому они выдают сигналы. При этом из-за наличия различных погрешностей сигналы на выходах датчиков тока, установленных под одноименными фазами, достигают порогового значения разновременно. Например, если первыми сработали блоки 4, 5, 6, то появляются сигналы на выходах 16, 17, 18 и 19, 20, 21 блоков 22, 23, 24 определения очередности срабатываний блоков 1–6 и на входах блоков 25, 26, 27 измерения времени  $t_1$ . После срабатывания блоков 1, 2, 3 сигналы на выходах 16, 17, 18 сохраняются, а на выходах 19, 20, 21 пропадают. Выдают сигналы блоки 25, 26, 27 и блоки 28, 29, 30 фиксации времени, в течение которого ток в одноименных фазах линий превышает заданное значение. Последние запускают блоки 31, 32, 33 обеспечения выдержки времени  $t_2$  ( $t_2$  необходимо для обеспечения правильной работы защиты в режимах каскадного отключения КЗ). В результате на блоки логики 13, 14, 15 поступают сигналы от блоков 22, 23, 24 о том, какой из блоков 1 и 2, или 3 и 4, или 5 и 6 сработал первым, от блоков 25, 26, 27 о величине времени  $t_1$ , и от блоков 31, 32, 33 по истечении времени  $t_2$ . Блоки 13, 14, 15 сигнала не выдают, так как время  $t_1$  не превышает заданной величины  $t_{эТ1}$  и нет сигналов на любом из выходов 34 или 19, 35 или 20, 36 или 21

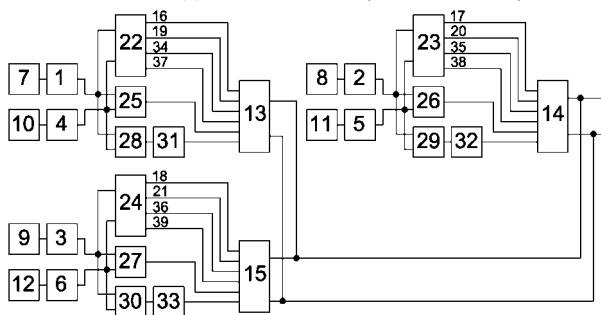


Рис. 1. Структурная схема защиты параллельных линий с питающей стороны

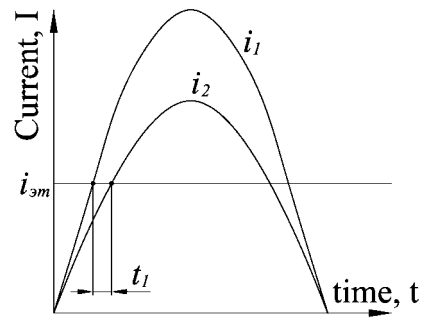


Рис. 2. Время между моментами достижения токами  $i_1$  и  $i_2$  заданного значения  $i_{эТ}$

блоков 22, 23, 24 из-за того, что блоки 1–6 срабатывают или не срабатывают, если КЗ ликвидировано. Защита не работает.

При трехфазном КЗ на одной из линий, например на первой, токи в ее фазах превосходят токи в одноименных фазах второй линии. Поэтому блоки 1, 2 и 3 срабатывают раньше блоков 4, 5 и 6, и появляются сигналы на выходах 34, 35, 36 и 37, 38, 39 блоков 22, 23, 24. После срабатывания блоков 4, 5 и 6 появляются сигналы на выходах блоков 25, 26, 27. При этом время  $t_1$  (рис. 2) превышает  $t_{эТ1}$ , и блоки 13, 14, 15 срабатывают, подавая сигнал на отключение первой линии. Работа защиты в других режимах анализируется аналогично.

Б. Устройство защиты четырех параллельных линий, реализующее предложенный способ с помощью герконов

На основе способа защиты параллельных линий с питающей стороны была разработана схема [31] защиты четырех параллельных линий, где в качестве датчиков тока использованы герконы 1–12 (рис. 3), установленные на безопасном расстоянии от токоведущих шин фаз А, В, С первой, второй, третьей и четвертой линии. Предлагаемое устройство также содержит: элементы ИЛИ 13, 14, 15, 16, элементы И 17 с одним инверсным входом, элементы ИЛИ-НЕ 18, 20, элементы И 19, 21, блоки 22, 23 и 24 определения поврежденной линии, выполненные одинаково. Например, блок 22 определения поврежденной линии содержит элементы ПАМЯТЬ 25, 26, 27, 28, 37, 38, 39, 40, 49, 50, 51, 52, 58, элементы И 29, 30, 31, 32, 60, 61, 62, 63 с одним инверсным входом, реле времени 33, 34, 35, 36, 59, элементы И 41, 42, 43, 44, 54, элементы ИЛИ 45, 46, 47, 48, 53, 55, 56, 57.

В режиме нагрузки токи в фазах линий недостаточны для срабатывания герконов 1 – 12. Поэтому на выходах блоков 22, 23, 24 определения поврежденной линии и элементов ИЛИ 13, И 17, 19, 21 сигналов нет. Защита не срабатывает. При однофазном КЗ на одной из линий, например на первой на фазе А, герконы 1, 4, 7, 10 срабатывают под действием индукции магнитного поля, созданного током короткого замыкания, а герконы 2, 3, 5, 6, 8, 9, 11, 12 – под действием магнитного поля, созданного токами в неповрежденных фазах. Поэтому на входы блоков 22, 23, 24 сигналы поступают. При этом блок 22 срабатывает,

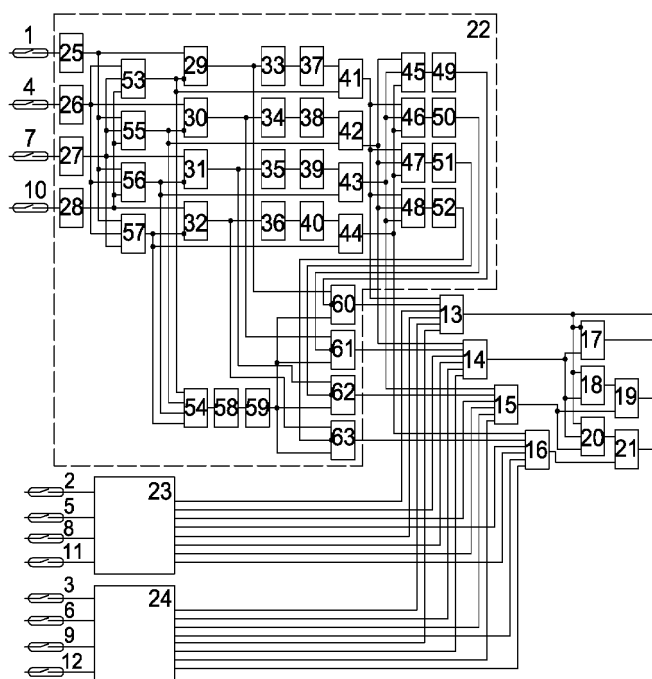


Рис. 3. Принципиальная схема защиты четырех параллельных линий с питающей стороны

выдавая сигнал на вход элемента ИЛИ 13, а блоки 23 и 24 – сигналов не выдают, так как время между срабатываниями герконов 2, 5, 8 и 11, а также 3, 6, 9 и 12 не превышает  $t_{эт1}$ . Рассмотрим работу блока 22. Геркон 1 срабатывает раньше герконов 4, 7, 10, так ток в фазе А первой линии больше токов в одноименных фазах остальных линий, и выдает сигнал. Элемент ПАМЯТЬ 25 запоминает сигнал, поступивший от геркона 1, например на 0,01 с (позволяет исключить ложное срабатывание защиты на отключение неповрежденной линии при отпадании контактов герконов), и выдает его на входы элементов ИЛИ 55, 56, 57 и элемента И 29, на инверсный вход которого сигнал от элемента ИЛИ 53 не поступает, так как герконы 4, 7 или 10 еще не сработали. Элемент И 29 запускает реле времени 33, а элементы ИЛИ 55, 56, 57 запускают элемент И 54 и блокируют работу элементов И 30, 31, 32, поэтому нет сигналов и на выходах реле времени 34, 35, 36, элементов ПАМЯТЬ 38, 39, 40, И 42, 43, 44, 61, 62, 63. Реле времени 33 срабатывает и выдает сигнал на вход элемента ПАМЯТЬ 37, так как время до замыкания контактов одного из герконов 4, 7 или 10 больше заданного значения  $t_{эт1}$ , отсроченного от  $t_{нб}$  ( $t_{нб}$  – время между срабатываниями герконов, возникающее из-за влияния погрешностей, вызванных неточностью установки, расчетов и т.д. при внешних трехфазных КЗ). Элемент ПАМЯТЬ 37 записывает его, сохраняет в течение времени действия защиты, например 0,1 с, и выдает его на один из входов элемента И 41. После срабатывания герконов 4, 7 или 10 элемент ИЛИ 53 выдает сигнал на инверсный вход элемента И 29 и входы элементов И 41 и 54. Поэтому реле времени 33 возвращается в исходное состояние, а элементы И 41, 54 выдают сигналы. С выхода элемента И 41 сигнал поступает на входы элементов ИЛИ 46, 47, 48, через которые он подается на входы элементов ПАМЯТЬ 50, 51, 52 (запоминают сигнал, например, на 0,3

с, что позволяет выдавать сигнал на входы реле времени 47, 48, 49 пока не сработает защита с противоположной стороны и отключится соответствующий выключатель и пока не сработает предлагаемая защита, что обеспечивает надежное срабатывание защиты при каскадном отключении повреждений), и на вход элемента ИЛИ 13. Элементы ПАМЯТЬ 50, 51, 52 выдают сигнал на инверсный вход элементов И 61, 62, 63, блокируя их работу. Элемент ИЛИ 13 выдает сигнал на отключение выключателя первой линии и блокирует работу элементов И 17, ИЛИ-НЕ 18, 20. При возникновении однофазного КЗ на фазе В срабатывает только блок 23, а при КЗ на фазе С – блок 24. При двухфазном или трех фазном КЗ, например на первой линии, срабатывают соответственно два из трех блоков 22, 23, 24 (в зависимости от того между какими фазами КЗ) или все три блока 22, 23, 24, запуская элемент ИЛИ 13, который выдает сигнал на отключение выключателя первой линии и блокирует работу элементов И 17, ИЛИ-НЕ 18, 20. При однофазном КЗ в зоне каскадного действия, например на первой линии на фазе А, герконы 1, 4, 7, 10 срабатывают. При этом элементы И 41, 42, 43, 44 сигналов не выдают, так как время между срабатываниями герконов не превышает заданной величины  $t_{эт1}$ , а элементы И 54 и ПАМЯТЬ 58 выдают, так как сработали герконы 1, 4, 7, 10, и запускают реле времени 59. После отключения выключателя первой линии с противоположной стороны геркон 1 продолжает срабатывать, а герконы 4, 7, 10 – нет, так как токи в фазах остальных линий уменьшаются. При этом элемент И 60 выдает сигнал, так как на его прямые входы поступили сигналы от элемента И 29 и реле времени 59 (истекло время выдержки  $t_{эт2}$ , например 0,3 с, отстраивается от времени необходимого для срабатывания защиты с противоположной стороны и отключения соответствующего выключателя), а на инверсный вход от элемента ПАМЯТЬ 49 – нет. Срабатывает элемент ИЛИ 13 и подает сигнал на отключение первой линии.

При двойных замыканиях на землю, например на первой линии на фазе А и на второй на фазе С, герконы 1 и 6 срабатывают раньше герконов 4, 7, 10 и 3, 9, 12 соответственно, так как токи в указанных фазах линий больше, чем в одноименных. Поэтому блок 22 выдает сигнал на вход элемента ИЛИ 13, а блок 24 – на вход элемента ИЛИ 14. При этом элемент ИЛИ 13 выдает сигнал на отключение выключателя первой линии и на инверсный вход элемента И 17, блокируя работу защиты на отключение выключателя второй линии. Аналогично рассматривается поведение защиты в других режимах.

#### *В. Способ защиты, контролирующей угол между дифференциальным током параллельных линий и током в каждой из одноименных фаз*

Способ заключается в контроле: отношения суммы абсолютных значений токов одноименных фаз линий к их разности, наличия токов в одноименных фазах линий, разности между углом  $\varphi_1$  ( $\varphi_1$  – угол сдвига фаз между током  $I_{i2}$  в  $i$ -ой фазе второй линии и результирующим током, полученным в результате вычитания из тока  $I_{i1}$  в  $i$ -ой фазе первой линии тока  $I_{i2}$ ) и углом  $\varphi_2$  ( $\varphi_2$  – угол сдвига фаз



между током  $I_{i1}$  в  $i$ -ой фазе первой линии и результирующим током, полученным в результате вычитания из тока  $I_{i2}$  тока  $I_{i1}$ . Условием срабатывания защиты на отключение поврежденной линии является выполнение следующих неравенств (1, 3, 5 – на отключение первой линии, 1, 2, 4 – второй):

$$(I_{i1} - I_{i2}) \geq k_1(I_{i1} + I_{i2}); \quad (1)$$

$$\varphi_1 - \varphi_2 > 0; \quad (2)$$

$$\varphi_1 - \varphi_2 < 0; \quad (3)$$

$$I_{i1} \geq k_2 I_{xx1}; \quad (4)$$

$$I_{i2} \geq k_2 I_{xx2}, \quad (5)$$

где  $I_{i1}$  и  $I_{i2}$  – абсолютные значения токов в  $i$ -ой фазе первой и второй линий;  $k_1$ ,  $k_2$  – коэффициенты отстройки;  $I_{xx1}$ ,  $I_{xx2}$  – токи холостого хода первой и второй линий;  $\varphi_1 = (I_{i2} - I_{i1}) \wedge I_{i1}$ ;  $\varphi_2 = (I_{i1} - I_{i2}) \wedge I_{i2}$ .

В режиме нагрузки при отсутствии коротких замыканий на защищаемых линиях токи во всех фазах линий присутствуют. При этом на выходах датчиков тока 1, 2 (рис. 4) появляются сигналы пропорциональные измеренным токам, но имеющие разное значение из-за погрешностей самих датчиков. Поэтому блоки 3, 4 контроля наличия токов в фазах линий (контролируют выполнение неравенств (4), (5)), блоки 5, 6 вычисления углов  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ , вычитатель 7, блок сравнения 8 (если  $\varphi_1 > \varphi_2$ ) и блок 9, вычисляющий отношение разности токов одноименных фаз к их сумме, сигналы выдают. Блок сравнения 10 сигнала не выдает, так как не выполнилось (1). В результате на выходах элементов И 11, 12 сигналов нет, защита не срабатывает.

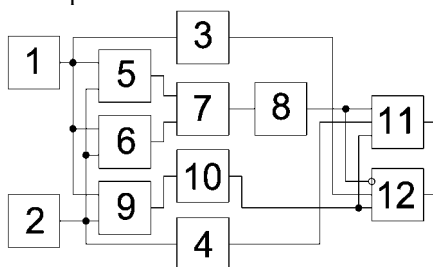


Рис. 4. Структурная схема защиты параллельных линий с питающей стороны, контролирующей угол вектора разности токов в одноименных фазах

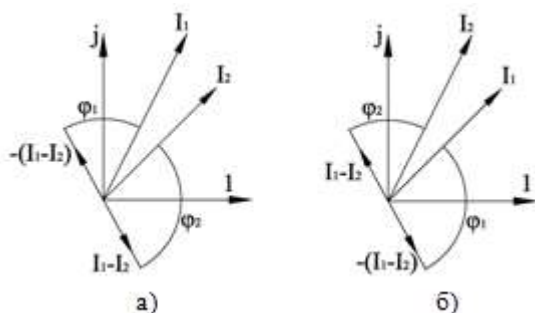


Рис. 5. Углы сдвига фаз между разностью токов в одноименных фазах и токами в фазах: а – при КЗ на первой линии; б – при КЗ на второй

При КЗ, например, на первой линии между фазами А и В токи в обеих линиях присутствуют. Поэтому блоки 3, 4 сигналы выдают. Так как КЗ на первой линии, токи в ее фазах А и В больше токов в одноименных фазах второй линии. Поэтому выполняется (1) и блок сравнения 10 выдает сигнал на вход элементов И 11, 12. При этом схема сравнения 8 сигнала не выдает, так как выполняется (3), что проиллюстрировано на рис. 5а. Поэтому с выхода элемента И 12 сигнал поступает в цепь отключения выключателя первой линии.

При КЗ, например, на второй линии между фазами А и В в зоне каскадного действия после отключения выключателя второй линии с приемной стороны ток в ее фазе С отсутствует, а в фазе С первой линии присутствует. Поэтому выполняется (1), но не выполняется (5), и защита на отключение первой линии не срабатывает. При этом токи в фазах А и В обеих линий присутствуют, и токи во второй линии больше токов в первой (рис. 5б). Поэтому выполняется (1), и блок сравнения 10 выдает сигнал на входы элементов И 11, 12; выполняется (2), и блок сравнения 8 выдает сигнал; выполняются (4) и (5), и блоки 3, 4 выдают сигналы на входы элементов И 11, 12. В результате на выходе элемента И 11 появляется сигнал о наличии повреждения на второй линии, и защита срабатывает на отключение ее выключателя с питающей стороны. Аналогично анализируется работа защиты в других режимах.

#### СПОСОБ ЗАЩИТЫ ПАРАЛЛЕЛЬНЫХ ЛИНИЙ СО СТОРОНЫ ПОТРЕБИТЕЛЯ

Принцип действия защиты [32] заключается в контроле времени между моментами достижения током  $i$  в фазе линии заданного значения в положительную (отрицательную) полуволну. Отключается та линия, для которой измеренное время меньше  $t_{\text{зт1}} = 0,015$  с или больше  $t_{\text{зт2}} = 0,025$  с. В режиме нагрузки с выходов датчиков тока 1 и 2 (рис. 6) на входы блоков 3, 4 поступают сигналы  $i_1$  и  $i_2$ , пропорциональные токам в фазах линий. При первом достижении сигналами  $i_1$  и  $i_2$  при нарастании тока в положительную полуволну значения  $i_{\text{зт}}$  блоки 3, 4 срабатывают и запускают отсчет времени в блоках 5, 6 (измеряют время  $t_1$  и  $t_2$  между моментами, когда  $i_1 = i_{\text{зт}}$  и  $i_2 = i_{\text{зт}}$  при нарастании тока в положительную полуволну), а при нарастании тока в отрицательную полуволну – в блоках 7, 8 (измеряют время  $t_3$  и  $t_4$  между моментами, когда  $i_1 = i_{\text{зт}}$  и  $i_2 = i_{\text{зт}}$  при нарастании тока в отрицательную полуволну). При втором достижении сигналами  $i_1$  и  $i_2$  значения  $i_{\text{зт}}$  прекращается первый отсчет времени, и блоки 5 и 6 выдают сигналы соответственно на входы блоков 9, 10 и 11, 12 (сравнивают каждое из  $t_1$  и  $t_2$  с  $t_{\text{зт1}}$  и  $t_{\text{зт2}}$ ), а блоки 7 и 8 – на входы блоков 13, 14 и 15, 16 (сравнивают каждое из  $t_3$  и  $t_4$  с  $t_{\text{зт1}}$  и  $t_{\text{зт2}}$ ), и запускается следующий отсчет времени. При этом блоки 9 и 11 сигналов не выдают, так как  $t_1 \geq t_{\text{зт1}}$  и  $t_2 \geq t_{\text{зт1}}$ , блоки 10 и 12 – так как  $t_1 \leq t_{\text{зт2}}$  и  $t_2 \leq t_{\text{зт2}}$ , блоки 13 и 15

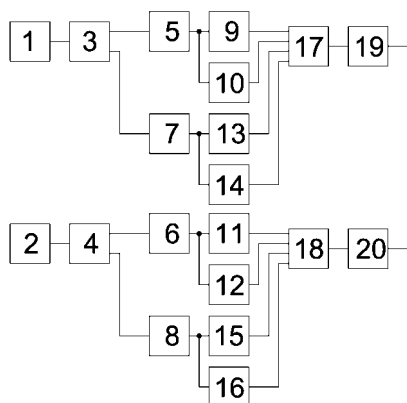


Рис. 6. Структурная схема защиты параллельных линий, устанавливаемой со стороны потребителя

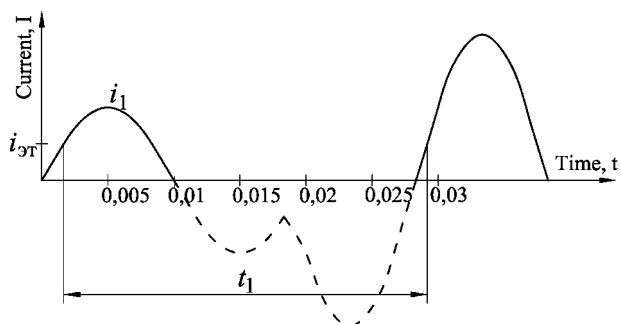


Рис. 7. Время между моментами достижения током в фазе линии при его нарастании заданного значения при возникновении короткого замыкания

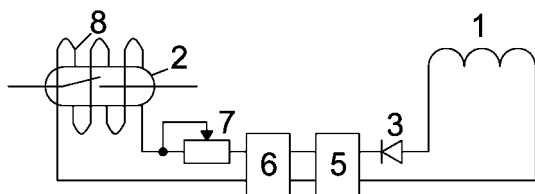


Рис. 8. Принципиальная схема обеспечения полярности срабатывания геркона

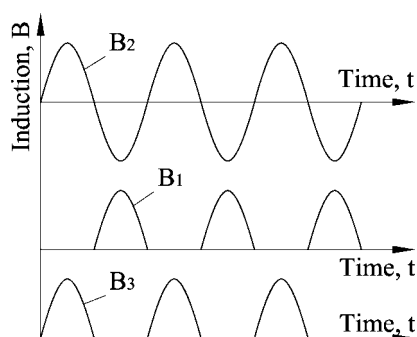


Рис. 9. Принципиальная схема обеспечения полярности срабатывания геркона

– так как  $t_3 \geq t_{эТ1}$  и  $t_4 \geq t_{эТ1}$ , блоки 14 и 16 – так как  $t_3 \leq t_{эТ2}$  и  $t_4 \leq t_{эТ2}$ . Поэтому на выходах элементов ИЛИ 17, 18 и исполнительных органов 19, 20 сигналов нет, защита не срабатывает.

Рассмотрим КЗ, например, на первой линии при убывании токов в отрицательную полуволну в момент времени, при котором  $i_1 > i_{эТ}$  (рис. 7). До момента

возникновения КЗ с выходов блоков 3, 4 сигналы поступают на входы блоков 5, 7 и 6, 8, которые начинают отсчитывать соответствующее время. После возникновения КЗ, когда  $i_1 = i_{эТ}$  при нарастании тока, блоки 3, 4 выдают сигналы, останавливая отсчет времени в блоках 5, 6. С выходов последних сигналы поступают на входы блоков сравнения 9, 10 и 11, 12. При этом, так как ток в первой линии изменил фазу на противоположную, время  $t_1$ , измеренное блоком 5, больше  $t_{эТ2}$ . Поэтому блок 10 выдает сигнал через элемент ИЛИ 17 на вход исполнительного органа 19, который подает сигнал на отключение выключателя первой линии. Аналогично анализируется работа защиты в других режимах.

В случае выполнения указанных выше датчиков тока на герконах, их полярность срабатывания может быть обеспечена в соответствии со схемой [33], представленной на рис. 8. При протекании тока в проводнике на выводах катушки индуктивности 1, установленной, как и геркон 2, вблизи этого проводника, наводится переменная ЭДС. С помощью диода 3 выделяется одна из полувольт этой ЭДС: положительная – если необходимо, чтобы геркон 2 срабатывал в положительную полуволну тока в проводнике; отрицательная – если в отрицательную. Выделенная полуволна ЭДС увеличивается с помощью усилителя 5, сдвигается по фазе с помощью фазопоротной схемы 6 и подается через регулируемый резистор 7 на обмотку 8 управления, надетую на геркон 4. Усилитель 5 увеличивает указанную полуволну переменной ЭДС, а фазопоротная схема сдвигает по фазе, до такой степени, чтобы по обмотке 8 управления протекал ток, который создаст магнитное поле с индукцией  $B_1$  (рис. 9) равной по величине индукции  $B_2$  магнитного поля, созданного током в шине 1, но сдвинутой по фазе на  $180^\circ$ . Поэтому на геркон 2 действует результирующее магнитное поле с индукцией  $B_3$ .

#### Выводы

Предложенные три способа построения защиты параллельных линий позволяют в сетях с изолированной нейтралью выполнить ее как с питающей, так и с приемной стороны без трансформаторов тока и напряжения. При этом, как показал выше приведенный анализ, устройства, их реализующие, будут правильно работать во всех режимах, и иметь еще следующие важные преимущества перед эксплуатируемыми защитами: они не отстраиваются от токов в неповрежденных фазах и от максимальных токов нагрузки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Руководящие указания по релейной защите. Т. 1, раздел Л-11. – 1937.
2. Гутенмахер Л.И. Реле направления энергии без мертвой зоны / Л.И. Гутенмахер, А.Д. Дроздов // Журнал технической физики. – 1942. – Т. XII, вып. 2-3.
3. Ракович А.М. Предотвращение ложных действий дифференциальной поперечной защиты параллельных линий при обрыве проводов // Электрические станции. – 1958. – № 5. – С. 60-62.
4. Андреев В.А. Схемы поперечной дифференциальной защиты двух параллельных линий, обладающей

селективностью при сложных повреждениях с обрывами // Изв. вузов. Энергетика. – 1958. – № 5. – С. 1-10.

5. Костров М.Ф. Основы техники релейной защиты. / М.Ф. Костров, И.И. Соловьев, А.М. Федосеев. – Москва: Государственное энергетическое издательство, 1944. – 429 с.

6. Wang Q.P. Protection scheme of cross differential relay for double transmission lines / Q.P. Wang, X.Z. Dong, Z.Q. Bo, B.R. J. Counce, D. Tholomier, A. Apostolov // IEEE Power Engineering Society General Meeting. – 2005. – vol. 3. – P. 2697–2701.

7. Клецель М.Я. Синтез алгоритмов защит параллельных линий от коротких замыканий / М.Я. Клецель, Б.Е. Машрапов // Известия Российской академии наук. Энергетика. – 2016. – № 4. – С. 73-83.

8. Samantaray S. A new cross-differential protection scheme for parallel transmission lines including UPFC / S. Samantaray, L. Tripathy, P. Dash // Proc. of IEEE Power and Energy Society General Meeting (PESGM). – Boston, 2016.

9. Forcan M. Transverse differential protection scheme for double-circuit lines with single-pole tripping and reclosing / M. Forcan, Z. Stojanović // Int Trans Electr Energ Syst. – 2019. – e12152. – <https://doi.org/10.1002/2050-7038.12152>.

10. Forcan M. An algorithm for sensitive directional transverse differential protection with no voltage inputs / M. Forcan, Z. Stojanović // Electric Power Systems Research. – 2016. – vol. 137. – P. 86–95.

11. Herlender J. Impedance-differential protective algorithm for double-circuit transmission lines / J. Herlender, K. Solak, J. Izykowski // Przeglad Elektrotechniczny. – 2019. – vol. 95, is. 11. – P. 240–244.

12. Li S. Integrated Transverse Differential Protection Scheme for Double-Circuit Lines on the Same Tower / S. Li, W. Chen, X. Yin, D. Chen, O.P. Malik // IEEE Transaction on Power Delivery. – 2018. – vol. 33(5). – P. 2161–2169.

13. Monteiro B.C.R. Cross-differential protection for double-circuit lines using current traveling waves / B.C.R. Monteiro, F. Magalhães, F.V. Lopes, K.M. Silva // Simposio Brasileiro de Sistemas Eletricos (SBSE). – Niteroi, 2018.

14. Дьяков А.Ф. Электроэнергетика мира в начале XXI столетия (по матер. 39-й сессии СИГРЭ, Париж) / А.Ф. Дьяков, В.Х. Ишкин, Л.Г. Мамиконянц, В.А. Семенов // Энергетика за рубежом. – Москва: ЗАО Научно-техническая фирма «Энергопрогресс», 2004. – Вып. 4–5. – 176 с.

15. Kojović L.A. Non-conventional instrument transformers for improved substation design // CIGRE Session 46. – 2016.

16. Казанский В.Е. Измерительные преобразователи тока в релейной защите. – Москва: Энергоатомиздат, 1988. – 240 с.

17. Меерович Э.А. Измерение токов линий высшего напряжения по его магнитным полям / Э.А. Меерович, Л.А. Назаров, Г.Х. Карабаев, Б.П. Кокуркин // Электричество. – 1980. – № 7. – С. 32-40.

18. Kletsel M. Constructive features of resource-saving reed relay protection and measurement devices / M. Kletsel, V. Borodenko, A. Barukin, A. Kaltayev, R. Mashrapova // Rev Roumaine des Sciences Techniques-Series

Electrotechnique et Energetique. – 2019. – vol. 64, is. 4. – P. 309-315.

19. Клецель М.Я. Особенности построения на герконах дифференциально-фазных защит трансформаторов / М.Я. Клецель, П.Н. Майшев // Электротехника. – 2007. – №12. – С. 2-7.

20. Kletsel M. Resource-saving protection electric motors / M. Kletsel, A. Kaltayev, B. Mashrapov // Przeglad Elektrotechniczny. – 2017. – vol. 93, is. 5. – P. 40-43.

21. Kojović L.A. New protection schemes based on novel current sensors for up-to-date grid // IET Conference Publications. – 2013. – vol. 2013.

22. Ghanbari T. Implementation of Rogowski Coil Based Differential Protection on Electric Arc Furnace Transformers of Mobarakeh Steel Company: Design Step / T. Ghanbari, H. Samet, M.A. Jarrahi, D. Daryabar // IEEE International Conference on Environment and Electrical Engineering and 2018 IEEE Industrial and Commercial Power Systems Europe. – Palermo, 2018.

23. Abdulwahid A.H. A busbar differential protection based on fuzzy reasoning system and Rogowski-coil current sensor for microgrid / A.H. Abdulwahid, S. Wang // IEEE PES Asia-Pacific Power and Energy Engineering Conference (APPEEC). – Xi'an, 2016.

24. Клецель М.Я. Реле сопротивления на герконах / М.Я. Клецель, М.А. Жуламанов // Электротехника. – 2004. – №5. – С. 38-44.

25. Sarwade A.N. Use of Rogowski Coil for accurate measurement of secondary current contaminated with CT saturation in distance protection scheme / A.N. Sarwade, P.K. Katti, J.G. Ghodekar // IEEE 6th International Conference on Power Systems (ICPS). – New Delhi, 2016.

26. Kletsel M. New filters for symmetrical current components / M. Kletsel, A. Zhantlesova, P. Mayshev, B. Mashrapov, D. Issabekov // International Journal of Electrical Power and Energy Systems. – 2018. – vol. 101. – P. 85-91.

27. Гуревич В.И. Высоковольтные устройства автоматики на герконах. – Хайфа, 2000. – 368 с.

28. Карабанов С.М. Магнитоуправляемые контакты (герконы) и изделия на их основе. / С.М. Карабанов, Р.М. Майзельс, В.Н. Шоффа. – Долгопрудный: Дом Интеллект, 2011. – 408 с.

29. Клецель М.Я., Машрапов Б.Е., Машрапова Р.М., Сулайманова В.А. Способ защиты параллельных линий // Патент России №2631679. 2017. Бюл. №27.

30. Веников В.А. Теория подобия и моделирования (применительно к задачам электроэнергетики). – Москва: «Высш. школа», 1976.

31. Клецель М.Я., Машрапова Р.М., Шолохова И.И. Устройство для защиты четырех параллельных линий // Патент России №2636801. 2017. Бюл. №34.

32. Клецель М.Я., Машрапов Б.Е., Машрапова Р.М., Шолохова И.И. Способ защиты с приемной стороны двух параллельных линий с односторонним питанием // Патент России №2640353. 2017. Бюл. №1.

33. Клецель М.Я., Боровиков Ю.С., Кабдуалиев Н.М., Нефтисов А.В. Способ обеспечения полярности срабатывания геркона, расположенного вблизи проводника с переменным током // Патент Казахстана №27281. 2013. Бюл. №8.

---

---

# Methods for the Construction of Protection with Magnetosensitive Elements for the Parallel Circuits with Single End Supply

Mark Kletsel, Rizagul Mashrapova, Bauyrzhan Mashrapov

S. Toraighyrov Pavlodar State University

Pavlodar, Kazakhstan

mkletsel@mail.ru, rizka1504@mail.ru, bokamashrapov@mail.ru

*Abstract.* The conventional transverse protection for the parallel circuits is considered. Its disadvantages and the methods for their elimination are discussed. It is noted that at present, protection has been proposed based on monitoring the currents ratio in the phases of the same name, and devoid of all the disadvantages of the conventional one, except for its use of current transformers with ferromagnetic cores. It is stated that the protections without current transformers construction problem is a fundamentally unresolved problem of relay protection. Three ways to solve it for parallel lines are proposed. The first and the second are to do it at the power supply side, the third one - at the receiving side. The first is to determine the damaged line by the time difference of

reaching the set value by the currents in the same name phases, the line in which the current has reached the set value earlier is disconnected; the second is to control the angle between the differential current of the parallel lines and the current in each of the same name phases, the third is to control the time between the moments when the current in the line phase reaches the specified value. The circuits where these methods are implemented, are analyzed. With the help of mental modeling, their performance in various modes is confirmed.

*Keywords:* magnetosensitive element, method, protection, parallel power lines, mental modeling.

# Конструкции для крепления герконов в закрытых комплектных токопроводах и на кабельных линиях

Калтаев А.М., Машрапов Б.Е., Талипов О.М.  
Павлодарский государственный университет им. С. Торайгырова  
Павлодар, Республика Казахстан  
abdulla911@mail.ru, bokamashrapov@mail.ru, talipov1980@mail.ru

**Аннотация.** Кратко рассмотрены датчики тока на магниточувствительных элементах. Констатируется, что в качестве датчиков тока в релейной защите целесообразно использовать герконы. Изложен принцип построения защит на герконах. Проанализированы недостатки известных конструкций для крепления герконов в закрытых комплектных токопроводах. Предложены четыре конструкции для крепления герконов вблизи трехфазных закрытых комплектных токопроводов с разделительными перегородками и на кабельных линиях. В первой планка с герконами крепится к двум разделительным перегородкам токопровода, во второй – к его оболочке и проходит сквозь разделительные перегородки, в третьей геркон закреплен на поворотном барабане, размещенном в корпусе, прикрепленном к кабелю, в четвертой – на наклонной планке. Описывается, как регулируются параметры срабатывания магниточувствительных элементов с помощью этих конструкций.

**Ключевые слова:** магниточувствительные элементы, герконы, конструкции для крепления, кабельные линии, токопроводы.

## ВВЕДЕНИЕ

Известно, что большинство современных устройств релейной защиты (РЗ) получают информацию о защищаемой электроустановке от громоздких и дорогостоящих трансформаторов тока [1–3], которые, как уже неоднократно отмечалось, имеют ряд общеизвестных недостатков. В качестве альтернативы повсеместному использованию трансформаторов тока являются датчики тока на магниточувствительных элементах [4–8], такие как датчики Холла, катушки Роговского, магнитные трансформаторы тока, просто катушки индуктивности, герконы (герметизированные контакты), герконовые реле и др. Каждый из этих датчиков имеет свои достоинства и недостатки. Нами были выбраны герконы, т.к. они могут одновременно выполнять функции аналого-дискретного и измерительного преобразователей, а также измерительного органа защиты; не подвержены влиянию температуры окружающей среды; не нуждаются в усилителях; осуществляют передачу сигналов по цепям управления [9–11]. К тому же они имеют низкую стоимость и сравнительно малые размеры. В настоящее время уже разработаны устройства для РЗ на герконах почти всех типов электроустановок [6, 12–16]. Однако все эти устройства РЗ нуждаются в соответствующих конструкциях крепления герконов вблизи фаз защищаемых электроустановок. По-

этому в данной работе авторами предлагаются новые уникальные конструкции для крепления герконов в трехфазных закрытых комплектных токопроводах и на кабельных линиях.

## ПРИНЦИП ДЕЙСТВИЯ ДАТЧИКОВ ТОКА НА ГЕРКОНАХ

Геркон представляет собой две (три) ферромагнитные пластины (контакты), которые размещены в стеклянной колбе, заполненной инертным газом или вакуумом (рис. 1) [9, 10]. Ферромагнитные пластины (контакты) перекрывают друг друга, при этом сохраняя между собой воздушный зазор.

Геркон срабатывает под действием магнитного поля с индукцией срабатывания  $B_{ср}$  [17]:

$$B_{ср} = \mu_0 F_{ср} / l_k = \mu_0 w I_k / l_k, \quad (1)$$

где  $\mu_0$  – магнитная проницаемость воздуха;  $I_k$  и  $F_{ср}$  – минимальное значение тока и магнитодвижущей силы в катушке геркона, при которых он срабатывает;  $w$  и  $l_k$  – количество витков и длина катушки геркона.

В устройствах РЗ геркон в основном используется как датчик, сигнализирующий об изменении величины тока в токопроводе, замыкающий и размыкающий свои контакты каждую полуволну переменного тока при  $I_{ср} \geq k_{отс} I_{ном}$  ( $k_{отс}$  выбирается в зависимости от требуемой чувствительности). При этом время срабатывания  $t_{ср}$  геркона при кратности тока  $1 < K \leq 4$  не превышает 6 мс, а при  $K \geq 1,5$  – меньше 1.5 мс [6.] Это свидетельствует о том, что при построении РЗ на герконах необходимо учитывать влияние кратности тока на время срабатывания  $t_{ср}$  геркона.

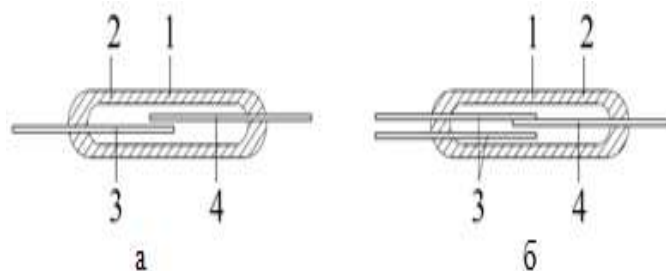


Рис. 1. Структура геркона: а – замыкающий; б – переключающий

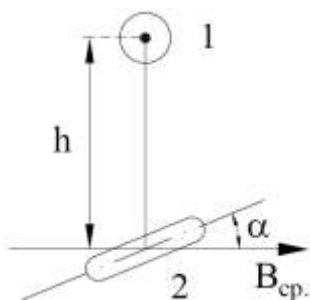


Рис. 2. Расположение геркона под фазой электроустановки: 1 – фаза электроустановки; 2 – геркон

Для сетей низкого и высокого напряжений уже разработаны устройства РЗ, в которых герконы устанавливаются как непосредственно на шине, так и на безопасном расстоянии  $h$  (по условиям техники безопасности) от токопровода (рис. 2). Геркон срабатывает под действием магнитного поля, созданного протекающим в токопроводе током [17]:

$$I_{\text{ср}} = \frac{2B_{\text{ср}}\pi h}{\mu_0 \cos \alpha} = \frac{2F_{\text{ср}}\pi h}{I_{\text{к}} \cos \alpha}, \quad (2)$$

где  $I_{\text{ср}}$  – минимальное значение тока в фазе электроустановки, при котором геркон срабатывает;  $B_{\text{ср}}$  – индукция магнитного поля направленная вдоль контактов геркона, созданная током срабатывания  $I_{\text{ср}}$ ;  $\alpha$  – угол между продольной осью геркона и плоскостью параллельной токопроводу.

При коротком замыкании (КЗ) ток в фазах электроустановок возрастает в несколько раз, что позволяет использовать герконы для выявления режима КЗ.

Стоит отметить, что для более точного расчета параметров срабатывания РЗ на герконах по (2) следует воспользоваться поправочными коэффициентами, которые приведены в [18].

#### КОНСТРУКЦИИ ДЛЯ КРЕПЛЕНИЯ ГЕРКОНОВ В ТРЕХФАЗНЫХ ЗАКРЫТЫХ КОМПЛЕКТНЫХ ТОКОПРОВОДАХ

##### А. Конструкции для крепления герконов в трехфазных комплектных токопроводах

Для крепления герконов в закрытых комплектных токопроводах уже существуют ряд конструкций [19–21]. Однако конструкции [19, 20] не способны обеспечить плавную и точную настройку параметров срабатывания герконов, используемых в устройствах РЗ, а конструкция [21] слишком сложна в исполнении. К тому же конструкции [19, 20] предназначены для комплектных однофазных токопроводов с трубчатыми шинами. Нами же предлагаются конструкции, не имеющие этих ограничений.

Конструкция для крепления герконов в закрытом трехфазном комплектном токопроводе с разделительными перегородками [22] содержит герконы 1 (рис. 3, 4), закрепленные на первой планке 2 при помощи хомутов 3 и винтов 4. Вторая планка 5, с двумя проушинами 6 с отверстиями под винт 7 на лицевой стороне, прикреплена к первой планке 2 с помощью шарнирных пальцев 8. Две направляющие пластины 9 параллельно закреплены на разделительных перегородках 10 при помощи болтов 11 и гаек 12.

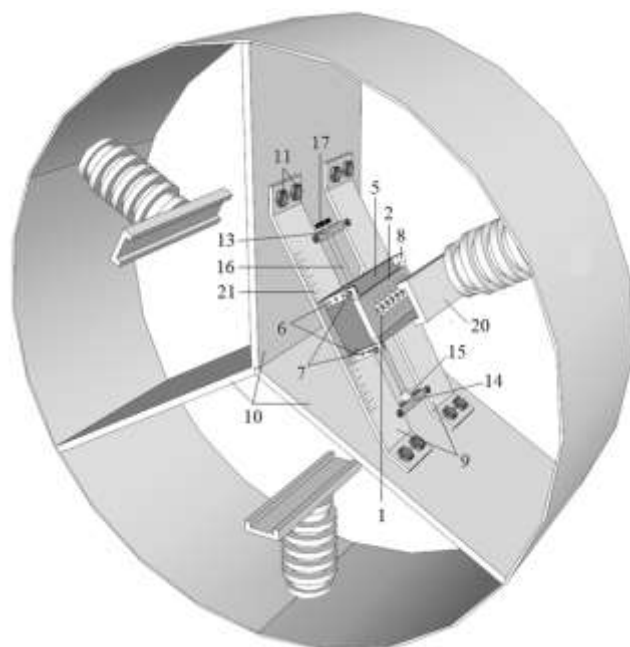


Рис. 3. Конструкция для крепления герконов, закрепленная внутри кожуха трехфазного закрытого комплектного токопровода

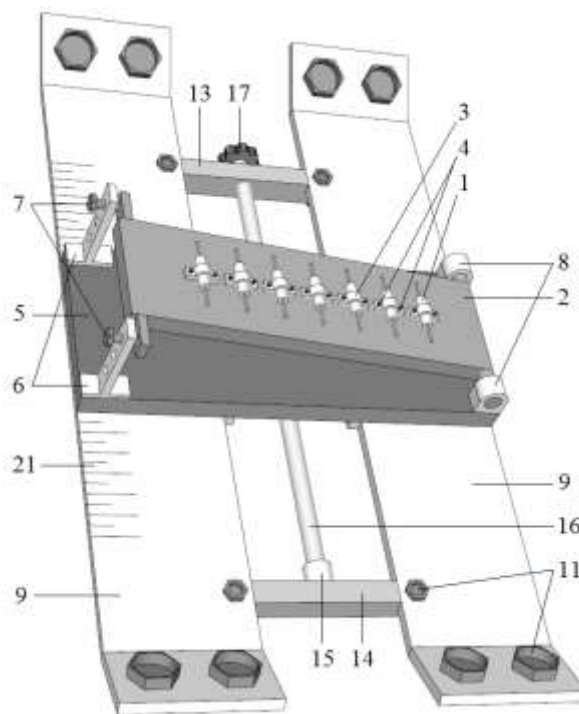


Рис. 4. Конструкция для крепления герконов в трехфазном закрытом комплектном токопроводе

Первая 13 и вторая 14 планки с выемками, параллельно закреплены на двух направляющих пластинах 9 с помощью болтов 11 и гаек 12. Пóлый цилиндр 15 закреплен на второй планке 14 с выемками. Стержень 16 оснащён барашком 17. В первой планке с выемками 13 проделано отверстие под стержень 16 с барашком 17, при этом основание стержня 16 встроено в пóлый цилиндр 15. На стержне 16 статически закреплена гайка 19, приклеенная к обратной стороне второй планки 5, к которой также приклеены две направляющие рейки 18 вдоль направляющих

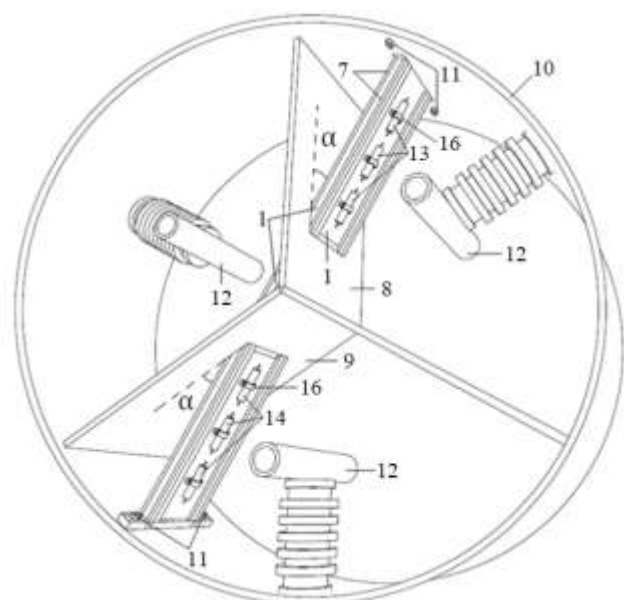


Рис. 5. Конструкция для крепления герконов

пластин 9 (на рис. 3, 4 не показано). Все части конструкции выполнены из диэлектрического материала.

Регулирование параметров срабатывания токовых защит на герконах с помощью предложенной конструкции осуществляется следующим образом. Так как геркон служит датчиком тока РЗ, то для его работы необходимо рассчитать соответствующие параметры срабатывания, по методике, изложенной в статье [17].

Для регулирования параметров срабатывания необходимо перемещать геркон 1 в пространстве относительно токоведущей шины 20, т.е. изменять «h» (рис. 4). Путем вращения барашка 17 происходит перемещение второй планки 5, закрепленной на стержне 16. В результате чего первая планка 2 с герконами 1 окажется ровно под токоведущей шиной 20, для максимальной чувствительности герконов. Для точной настройки на направляющей пластине 9 нанесена шкала 21. Изменение величины «h» выполняется путем поворота первой планки 2 и закреплением её в соответствующих отверстиях в проушинах 6 при помощи винтов 7. Использование большого количества герконов на первой планке 2 делает регулировку параметров срабатывания более точной и плавной, за счет того, что каждый геркон настраивается на свой ток срабатывания, и есть возможность выбрать из них тот геркон, ток срабатывания которого ближе к расчетному.

Следующая конструкция для крепления герконов в закрытом трехфазном комплектном токопроводе с разделительными перегородками содержит планку 1 (рис. 5), с закрепленными на ней по краям с двух сторон первой 2, второй 3, третьей 4 и четвертой 5 направляющими рейками. К одному из торцов планки 1 прикреплена ручка 6. Планка 1 по всей длине скреплена с салазками 7 с возможностью перемещения по ним и прохождения вместе с ними через соответствующие прорези в первой 8 и второй 9 разделительных перегородках и в оболочке токопровода 10 под углом  $\alpha$  к плоскостям этих перегородок. При этом салазки 7 имеют стопорные выступы для крепления к оболочке токопровода 10 с помощью крепежных болтов 11. На планке 1 вблизи её концов со стороны, где находят-

ся две из трех токоведущих шин 12, закреплены первая 13 и вторая 14 группы герконов. Третья группа герконов 15 закреплена вблизи середины планки 1 со стороны, где находится одна токоведущая шина 12. Герконы первой 13, второй 14 и третьей 15 группы закреплены на планке 1 при помощи хомутов 16, фиксируемых крепежными болтами 17.

Порядок и расчет параметров срабатывания герконов осуществляется так же, как и в предыдущей конструкции. Размещение планки 1 с герконами осуществляется путем её ввода через отверстие в токопроводе 10 по салазкам 7 до упора. После чего конструкция готова к работе. При размещении планки 1 под углом  $\alpha = 30^\circ$  настройка параметров срабатывания защиты каждой группы герконов осуществляется просто и однотипно, не требуя специальных расчетов.

#### Б. Конструкции для крепления герконов на кабельных линиях

В отличие от конструкций для крепления герконов в закрытых комплектных токопроводах количество конструкций для крепления герконов на кабельных линиях значительно меньше. Одна из таких конструкций приведена в [23], где геркон с помощью блока крепления располагается на кабеле. Однако конструкция по [23] имеет сильно ограниченный диапазон регулирования параметров срабатывания геркона, в результате чего не всегда удается подобрать геркон для РЗ защищаемой электроустановки. Для устранения этого недостатка предлагаются следующие конструкции.

На рис. 6 представлена конструкция с поворотными барабанами для крепления герконов на кабельных линиях [24], которая содержит корпус 1 с крышкой 2, выполненный в виде параллелепипеда из немагнитного материала. На дне корпуса 1 закреплены выступающие пазы 3. Крышка 2 корпуса и одна из боковых граней 4 корпуса выполнены прозрачными. Крышка 2 корпуса прикреплена к нему двумя винтами 5 и в ней проделаны девять отверстий. Через три отверстия пропущены цилиндрические полые оси 6 и барашки 7 поворотных барабанов 8. Через оставшиеся шесть – пропущены болты 9, в верхних частях каждого из которых закреплено по шестерне 10.

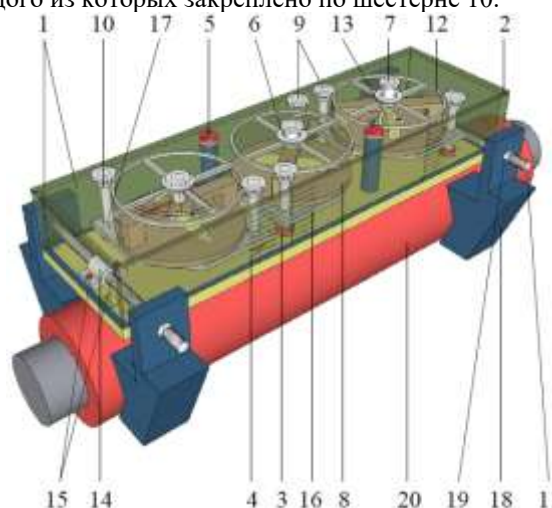


Рис. 6. Конструкция для крепления герконов на кабельных линиях (общий вид, изометрия)

В стенках корпуса 1 вблизи его торцов выполнены отверстия, через которые пропущены шпильки 11. На каждой цилиндрической полой оси 6, под крышкой 2, закреплено по зубчатому колесу 12, связанному с двумя из шести шестернями 10. На внутренней стороне дна каждого поворотного барабана 8 закреплен геркон 13 с помощью хомута 14 и двух винтов 15, а внешняя сторона дна прикреплена к подъемной площадке 16. По краям подъемной площадки 16 проделано по отверстию и прикреплено по гайке 17, так чтобы отверстия в гайке 17 и подъемной площадке 16 совпадали. Болты 9 вкручены в гайки 17 и вставлены в пазы 3 на дне корпуса. Каждая шпилька 11 жестко закреплена ко дну корпуса при помощи хомута 14 и двух винтов 15, а их концы пропущены через отверстия в подвижных направляющих звеньях 18 и зафиксированы с помощью гаек 19. При этом подвижные направляющие звенья 18 обхватывают кабель 20 с двух сторон.

Данная конструкция позволяет осуществлять регулировку тока срабатывания защиты (геркона) следующим образом. При вращении одного из двух болтов 9, связанных между собой передаточным механизмом шестеренок 10 и зубчатым колесом 12, осуществляется перемещение подъемной площадки 16 в вертикальной плоскости на расстояние  $h$  вдоль болтов 9, на которой размещен поворотный барабан 8 с барашком 7. При повороте барашка 7 осуществляется поворот геркона 13 на угол  $\gamma$  (между продольной осью геркона и осью проводника) в горизонтальной плоскости параллельной кабелю 20. Количественная оценка изменения угла  $\gamma$  и расстояния  $h$  отображаются шкалами, нанесенными на крышку 2 и одну из боковых граней 4.

Выше описанная конструкция позволяет закреплять герконы на кабельных линиях и осуществлять плавную регулировку тока  $I_{ср}$  срабатывания РЗ на герконах. Такое преимущество связано с вращением герконов в горизонтальной и перемещением в вертикальной плоскостях. В тех случаях, когда необходимо использовать большее количество герконов и не требуется тонкая настройка параметров срабатывания РЗ, рекомендуется использовать конструкции с герконами на поворотной планке [25].

Конструкция для крепления герконов на кабельных линиях [25] содержит корпус 1 с крышкой 2, выполненный в виде параллелепипеда (рис. 7). Крышка 2 с помощью винтов 3 закреплена на корпусе 1. В торцевой стенке одной стороны корпуса 1 выполнены отверстия, в которые вставлена П-образная скоба 4 и при помощи винта 5 закреплена снаружи так, что полки П-образной скобы 4 выступают внутри корпуса 1. Ниже полки П-образной скобы 4 на внутренней стороне торцевой стенки корпуса 1 зафиксирован уголок 6. На больших сторонах корпуса 1, ближе к его дну, симметрично проделаны сквозные отверстия (по два с каждой стороны), в которые вставлены две шпильки 7 с резьбой. Каждая шпилька 7 при помощи хомута 8 и винтов 9 жестко зафиксирована на дне корпуса 1. На концах шпилек 7 с помощью гаек 10 закреплены подвижные направляющие звенья 11, которые выполнены с возможностью охвата токоведущего кабеля 12. Внутри корпуса 1 наклонно расположена планка 13, нижний конец которой прикреплен к шарниру 14,

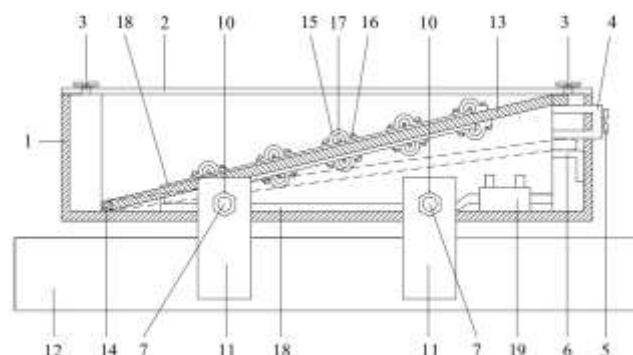


Рис. 7. Конструкция для крепления герконов на кабельных линиях

зафиксированному на дне корпуса 1 (рис. 7). Верхний конец планки 13 выполнен с возможностью упора или на верхнюю полку П-образной скобы 4, или на уголок 6. На верхней и на нижней сторонах планки 13 на равном расстоянии и параллельно друг другу при помощи хомутов 15 и винтов 16 закреплены  $n$  герконов 17 (рис. 8). Герконы 17 проводами 18 параллельно соединены и подключены к клеммной колодке 19, закрепленной на дне корпуса 1.

Для размещения конструкции на кабеле отвинчивают гайки 10 на шпильках 7 до тех пор, пока между направляющими звеньями 11 не образуется достаточно места для токоведущего кабеля 12. Затем осуществляют схождение направляющих звеньев 11 по шпилькам 7 до положения, обеспечивающего надежную фиксацию устройства на токоведущем кабеле 12. Гайки 10 затягивают до упора.

Данная конструкция обеспечивает регулировку тока срабатывания следующим образом. Определяют ток срабатывания защиты и ток срабатывания всех  $n$  герконов 17. Под током срабатывания герконов 17 понимается значение величины тока, протекающего в токоведущем кабеле 12 во время КЗ, при котором герконы 17 замыкают свои контакты или выдают сигналы. Все  $n$  герконы 17 имеют ток срабатывания отличный друг от друга. Контакты каждого геркона 17 при помощи проводов 18 выведены на отдельные клеммы клеммной колодки 19. Затем из полученных значений токов срабатываний  $n$  герконов 17 выбирают наиболее близкое к току срабатывания защиты. К выбранному геркону 17 через клеммную колодку 19 подключают выходное реле, с которого сигнал поступает в цепи защиты.

Для увеличения диапазона уставок срабатывания  $n$  герконов 17 верхний конец планки 13 поднимают на верхнюю полку П-образной скобы 4 или опускают на уголок 6, путем изъятия и обратного фиксирования П-образной скобы 4 (на рис. 7 показано пунктиром), тем самым изменяя параметры срабатывания РЗ.

Для расчета тока срабатывания герконов, используемых в конструкциях [23–25], рекомендуется воспользоваться методикой расчета, изложенной в [26]. Это связано с тем, что при расположении герконов на расстоянии меньшем 4,5 см, расчет параметров срабатывания по (2) имеет большие погрешности.

#### Выводы

1. Предложенные конструкции позволяют выполнять измерительные органы релейных защит электроустановок



с трехфазными закрытыми токопроводами с разделительными перегородками и кабельных линий без использования трансформаторов тока.

2. Предложенные конструкции для закрытых трехфазных комплектных токопроводов проще известных, диапазон регулирования параметров срабатывания защит, выполняемых с помощью герконов, шире, и имеются возможности их изменения без отключения электроустановок.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Андреев В.А. Релейная защита и автоматика систем электроснабжения. – Москва: Высшая школа, 2006. – 639 с.

2. Kletsel M. Traversal protection of two parallel lines without voltage path / M. Kletsel, V. Mashrapov // *Przeglad Elektrotechniczny*. – 2016. – vol. 92, is. 2. – P. 109–112.

3. Kletsel M. Differential protection of three and four parallel lines of idling current control / M. Kletsel, V. Mashrapov // *Przeglad Elektrotechniczny*. – 2017. – vol. 93, is. 10. – P. 109–112.

4. Кожович Л.А. Современная релейная защита с датчиками тока на базе катушки Роговского / Л.А. Кожович, М.Т. Бишоп // *Современные направления развития релейной защиты и автоматики энергосистем: матер. междунар. науч.-техн. конф.* – Москва, 2009. – С. 39–48.

5. Дьяков А.Ф. Электроэнергетика мира в начале XXI столетия (по матер. 39-й сессии СИГРЭ, Париж) / А.Ф. Дьяков, В.Х. Ишкин, Л.Г. Мамиконянц, В.А. Семенов // *Энергетика за рубежом.* – Москва: ЗАО Научно-техническая фирма «Энергопрогресс», 2004. – Вып. 4–5. – 176 с.

6. Клецель М.Я. Основы построения релейной защиты на герконах // *Современные направления развития систем релейной защиты и автоматики энергосистем: матер. 4-й междунар. науч.-техн. конф.* – Екатеринбург, 2013. – С. 1–10.

7. Казанский В.Е. Трансформаторы тока в устройствах релейной защиты и автоматики. – Москва: Энергия, 1978. – 264 с.

8. Kletsel M. Constructive features of resource-saving reed relay protection and measurement devices / M. Kletsel, V. Borodenko, A. Barukin, A. Kaltayev, R. Mashrapova // *Rev Roumaine des Sciences Techniques-Series Electrotechnique et Energetique*. – 2019. – vol. 64, is. 4. – P. 309-315.

9. Диковский Я.М. Магнитоуправляемые контакты. / Я.М. Диковский, И.И. Капралов. – Москва: Энергия, 1970. – 152 с.

10. Карабанов С.М. Магнитоуправляемые контакты (герконы) и изделия на их основе. / С.М. Карабанов, Р.М. Майзельс, В.Н. Шоффа. – Долгопрудный: Дом Интеллект, 2011. – 408 с.

11. Клецель М.Я. Свойства герконов при использовании их в релейной защите / М.Я. Клецель,

Ж.Р. Алишев, А.В. Мануковский, В.В. Мусин // *Электричество.* – 1993. – №9. – С. 18-21.

12. Kletsel M. Resource-saving protection electric motors / M. Kletsel, A. Kaltayev, V. Mashrapov // *Przeglad Elektrotechniczny*. – 2017. – vol. 93, is. 5. – P. 40-43.

13. Клецель М.Я. Особенности построения на герконах дифференциально-фазных защит трансформаторов / М.Я. Клецель, П.Н. Майшев // *Электротехника.* – 2007. – №12. – С. 2-7.

14. Kletsel M. New filters for symmetrical current components / M. Kletsel, A. Zhantlesova, P. Mayshev, V. Mashrapov, D. Issabekov // *International Journal of Electrical Power and Energy Systems*. – 2018. – vol. 101. – P. 85-91.

15. Клецель М.Я. Принципы построения и модели дифференциальных защит электроустановок на герконах // *Электротехника.* – 1991. – №10. – С. 47-50.

16. Клецель М.Я. Реле сопротивления на герконах / М.Я. Клецель, М.А. Жуламанов // *Электротехника.* – 2004. – №5. – С. 38-44.

17. Клецель М.Я. О построении на герконах защит высоковольтных электроустановок без трансформаторов тока / М.Я. Клецель, В.В. Мусин // *Электротехника.* – 1987. – №4. – С. 11-13.

18. Kletsel M. About the Biot-Savart-Laplace law and its use for calculations in high-voltage AC installations / M. Kletsel, A. Barukin, O. Talipov // *Przeglad Elektrotechniczny*. – 2017. – vol. 93, is. 11. – P. 129-132.

19. Клецель М.Я., Бергузинов А.Н., Ержанов Н.Т. Устройство для максимальной токовой защиты // Патент России №2570328. 2015. Бюл. №34.

20. Клецель М.Я., Бергузинов А.Н. Устройство для защиты комплектных токопроводов от коротких замыканий // Патент Казахстана №30165. 2015. Бюл. №7.

21. Клецель М.Я., Бергузинов А.Н. Измерительный орган для токовых защит токопроводов, закрепленных параллельно стенкам закрытой галереи // Патент Казахстана №29654. 2015. Бюл. №3.

22. Калтаев А.Г. Измерительный орган токовых защит закрытых комплектных токопроводов с разделительными перегородками // Патент Казахстана №32556. 2017. Бюл. №24.

23. Дахно В.А., Клецель М.Я., Мусин В.В., Метельский А.Н., Алишев Ж.Р. Измерительный орган для токовой защиты // Патент СССР №1767568. 1992. Бюл. №37.

24. Клецель М.Я. Дифференциально-фазные защиты электродвигателей: монография / М.Я. Клецель, А.Г. Калтаев. – Павлодар: Toraighyrov University, 2019. – 238 с.

25. Клецель М.Я., Калтаев А.Г., Сулайманова В.А. Измерительный орган для токовой защиты кабельных линий // Патент России №2629757. 2017. Бюл. №25.

26. Клецель М.Я. Выбор тока срабатывания МТЗ на герконах / М.Я. Клецель, Ж.Р. Алишев // *Энергетика.* – 1996. – №5-6. – С. 23-29.

---

---

# Designs for Mounting Reed Switches in Closed Complete Current Conductors and on Cable Lines

Abdulla Kaltayev, Bauyrzhan Mashrapov, Olzhas Talipov  
S. Toraighyrov Pavlodar State University  
Pavlodar, Kazakhstan  
abdulla911@mail.ru, bokamashrapov@mail.ru, talipov1980@mail.ru

*Abstract.* A brief consideration of the current sensors with the magnetosensitive elements. The use of reed switches as current sensors in relay protection is advised. The principle of building protections on reed switches is stated. The disadvantages of the known designs for mounting the reed switches in closed complete current conductors are analyzed. Four designs for mounting reed switches near three-phase closed complete current conductors with dividing barriers and on cable lines are proposed. In the first one, the bracket with reed switches is attached to two divid-

ing barriers of the current conductor, in the second to its shell and passes through the dividing barriers, in the third, the reed switch is mounted on a rotary drum located in a housing attached to the cable, in the fourth – on an inclined bracket. Further we speak about how the response parameters of magnetosensitive elements are controlled using these designs.

*Keywords:* magnetosensitive elements, reed switches, mounting designs, cable lines, current conductors.

# Исследование возможности управления трибологической ситуацией в узле скользящего токосъема электрических машин

Изотов А.И., Изотов С.А., Тимошенко В.Н.

Вятский государственный университет  
Киров, Российская Федерация  
izotov@vyatsu.ru

**Аннотация.** В статье рассматриваются вопросы образования политурной пленки на коллекторе, ее состав и описаны причины появления «подгаров» на коллекторе и пути их устранения путем установки композиционного шлифующего вкладыша. Проведены исследования по оценке возможности наведения политурной пленки на коллекторе стартер-генератора за счёт уменьшения давления на токоведущие щётки, проведены измерения сопротивления политурной пленки, износа щёток и коллектора. Исследованы характеристики стартер-генератора при различном давлении на токоведущие щётки, проведены приемо - сдаточные испытания. Применение пружин пониженного давления позволило ускорить процесс формирования политурной пленки в 1,5 раза. Увеличивается ресурс токоведущих щёток и коллектора. Уменьшение давления позволяет снизить механические потери в щеточно-коллекторном узле и повысить КПД стартер-генератора.

**Ключевые слова:** политурная плёнка, износ щёток, искрение, коммутация, износ щёток, давление на щётки.

## ВВЕДЕНИЕ

Практика эксплуатации электрических машин (ЭМ), имеющих в своем составе узел скользящего токосъема (УСТ) показывает существование негативных процессов, связанных как с повышенным изнашиванием токоведущих щеток, так и эрозией поверхности коллекторов или контактных колец. При этом профиль коллекторных пластин или контактных колец выходит за пределы ремонтных размеров. Все это требует их проточки или замены [1].

## ПОЛИТУРНАЯ ПЛЕНКА

Характер безотказной работы УСТ и его пар сопряжения - щетка-коллектор или щетка - кольцо с позиции интенсивности их изнашивания определяется величиной коэффициента трения скольжения. Поэтому значительное число как коллекторов электродвигателей, так и контактных колец турбогенераторов изготавливают из бронзы и стали, имеющие несколько лучшие технические показатели коэффициента трения скольжения в сравнении с чистыми металлами [2,3], обуславливаемое более упорядоченными и менее рыхлыми поверхностными оксидными пленками, являющимися важным компонентом формирующейся на границе сопряжения смазочной поверхности (политура), имеющей низкий коэффициент трения, чем металлы.

Политурная пленка покрывает поверхность металла кольца или коллектора и состоит из окисно-закисной меди

(65,8 %), углеродистого материала электрощетки (22,1 %) и прочих компонентов (12,1 %). К прочим элементам относятся примеси:  $\text{Si}_2\text{O}$ ,  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{Fe}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CaO}$ . Примеси вносятся в политуру из материала электроугольных изделий [4].

В технических условиях величина переходного сопротивления политурной пленки не нормируется, а ее толщина находится в пределах  $(5 \div 100 \text{ нм})$  [5].

В стационарных (нединамических условиях вращения) в результате газовой (парогазовой) коррозии медь коллектора или кольца окисляется до оксида меди (I) ( $\text{Cu}_2\text{O}$ ) при недостатке кислорода при нагреве до  $250 \text{ }^\circ\text{C}$ , а до оксида меди (II) ( $\text{CuO}$ ) при избытке кислорода и температурах порядка  $250\text{--}1000 \text{ }^\circ\text{C}$  [6]. Однако следует отметить, что в реальных условиях эксплуатации электрических машин формирование оксидных слоев будут напрямую зависеть не только от температур контактных материалов, но и мгновенных температур, обусловленных быстрыми коммутационными процессами [7].

Оксид меди - черного цвета, а закись красно-коричневого, поэтому политура может иметь оттенки от светло красного до черного. С учетом объемных температур коллектора и щеток в среднем достигающих в рабочих режимах  $150\text{--}300 \text{ }^\circ\text{C}$ , основным оксидом политурной пленки является закись меди  $\text{Cu}_2\text{O}$ . Тем не менее при высоких контактных температурах, вызванных не оптимальными процессами коммутации возможно формирование на поверхности значительных количеств  $\text{CuO}$  (подгаров) [8,9].

При вращении коллекторов и колец на холостом ходу (низкая плотность тока) скорость образования политурной пленки и в первую очередь пассивной оксидной пленки - низкая, что показывает исключительную важность электрической поляризации (электро-коррозионного процесса) на скорость и глубину образования оксидной пленки. Политурная пленка находится в динамическом равновесии, при котором одновременно происходит процесс образования пленки, вследствие химического и электрохимического окисления металлической поверхности и частичное механическое истирание [9].

Однако часто (работа электромашины в высотных, бескислородных условиях, при переходных процессах, сопровождающихся интенсивным искрением, холостых режимах работы) этот процесс сдвигается в сторону уменьшения толщины политурной пленки, что вызывает возрастание износа щеток, коллекторов и контактных колец. [10,11, 12].

Таблица 1  
Снижение толщины политурной плёнки

Сопротивление политурной плёнки, Ом			
Начальное	Через 3 мин.	Через 10 мин.	Через 10 мин.
0,47	0,48	0,3	0,03
0,52	0,51	0,32	0,02
0,5	0,53	0,27	0,03
Среднее=0,5	Среднее=0,5	Среднее=0,3	Среднее=0,03

В тоже время часто на поверхности коллектора или контактного кольца образуются черные не токопроводящие пятна - «подгары», представляющие собой толстые оксидные пленки, или отмечается появление пятен – налетов химического происхождения. Эти процессы ухудшают токораспределение по параллельно работающим щеткам при этом увеличивается искрение, приводящее к повышенному износу штатных угольных щеточных материалов и электромеханической эрозии коллекторов и колец [11,13,14,15, 16].

Таким образом, для повышения надёжности УСТ ЭМ необходимо чтобы на поверхности металлического коллектора или токосъёмного кольца была сформирована равномерная плотная упорядоченная плёнка политуры достаточной толщины (сопротивления) при отсутствии локально распределённых нагаров. Это возможно при существовании четкого алгоритма в технологии механической очистки профиля коллектора и токосъёмного кольца.

#### УСТРАНЕНИЕ «НАГАРОВ» НА КОЛЛЕКТОРЕ

В настоящее время проблему устранения «нагаров» решают ручным механическим снятием шлифовальными шкурками или шлифовальными брусками (камнями), имеющими в зависимости от конструкции варианты исполнения с прижимными ручками (рукоятками, кольцами). При этом рекомендуется вести обработку сначала крупнозернистым бруском, а затем последовательно несколькими брусками с постепенно убывающей величиной зёрен, что представляет собой сравнительно трудоёмкую задачу. Эти приспособления имеют существенный недостаток, определяемый субъективным прижимным воздействием обслуживающего персонала. Это иногда приводит к неравномерной выработке металлической поверхности и как результат – повышенного уровня искрения. В некоторых случаях требуется повторная трудоёмкая операция фрезерной обработкой цилиндрической вращающейся поверхности.

Наиболее простым и оптимальным решением существующей задачи представляется использование композиционного шлифующего вкладыша, вставляемого в штатный щёткодержатель, фиксируемый пружинами определённой жесткости. Вкладыш позволяет произвести эффективное снятие окислов без нарушения профиля поверхности колец или коллектора. Вследствие низкой адгезии к металлической поверхности шлифовальной пыли вкладыша, она легко выдувается из зоны контакта.

Кафедрой «Электрические машины и аппараты» ВятГУ разработан материал, который позволяет устранять пятна на коллекторе и контактных кольцах, а также уменьшать сопротивление политурной плёнки. Эксперименты проводились на коллекторном двигателе переменного тока мощностью 2,2 кВт. Эксперимент заключался в следующем: двигатель работал в режиме холостого хода, через определённые промежутки времени измерялось сопротивление политурной плёнки. Затем в отдельный щёткодержатель ставился вкладыш и повторялось измерение сопротивления. Значения сопротивлений политурной плёнки представлены в таблице 1.

СТАРТЕР-ГЕНЕРАТОР С ПОНИЖЕННЫМ ДАВЛЕНИЕМ НА ЩЕТКИ

Были проведены исследования причин повышенного износа щёток специального стартер-генератора постоянного тока, у которого режим пуска чередовался с работой под нагрузкой. Изменение режима работы: пуск с последующей работой в режиме холостого хода, привёл к катастрофическому износу токоведущих щёток. Износ щёток увеличился в пять раз. Повышенный износ щёток, как показали наши исследования, обусловлен разрушением политурной плёнки по пусковым режимам. В случае, когда генератор работал в пусковом режиме в сочетании с номинальной нагрузкой, политурная плёнка, разрушаемая искрением переходного процесса, восстанавливалась. При замене номинального режима холостым ходом политурная плёнка практически отсутствовала. Для снижения износов щёток были использованы смазывающие щётки, выполненные на основе дисульфида молибдена, проведена замена стандартных токоведущих щёток на щётки ЭГ-61А. Применение смазывающих щёток привело к увеличению износа токоведущих щёток за счёт перехода материала смазывающих щёток под действием высоких температур в зоне контакта щётка-коллектор при пусковых режимах в оксид, который значительно увеличивает коэффициент трения. Применение щётки ЭГ-61А позволило увеличить ресурс токоведущих щёток в три раза, однако её использование ограничено техническими условиями (допустимая плотность тока штатных щёток больше плотности тока щёток ЭГ-61А).

В связи с этим, были проведены исследования по оценке возможности наведения политурной плёнки при установке пружин с уменьшенным в два раза давлением.

В таблицах 2, 3, 4 представлены результаты приёмосдаточных испытаний генератора с пониженным давлением щёток, все параметры соответствуют величинам, заданным в технических условиях.

Таблица 2  
Регулировочная характеристика

Ток нагрузки, А	0	50	100	150	200	250	300	400
Ток возбуждения, А	2,7	2,9	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,7

Таблица 3  
Проверка при номинальных данных в генераторном режиме

Продолжительность испытания, мин	Частота вращения, об/мин	Ток нагрузки, А	Напряжение, В	Ток возбуждения, А
30	3700	200	26,5-30	11,3
30	4200	400	26,5-30	10,9
15	9000	400	26,5-30	4,3
2	11200	-	-	-
5	9000	0	70	5,9
30	8000	400	26,5-30	4,5
1	8000	600	26,5-30	4,6
15	9000	400	26,5-30	4,2
30	6000	400	26,5-30	6,3

Таблица 4  
Проверка при номинальных данных в стартёрном режиме

№	Напряжение, В	Нагрузочный момент, кг·м	Продолжительность включений, с	Потребляемый ток, А	Частота вращения, об/мин
1	30	3,4	Не более 30	380	2480
2				390	2510
3				390	2530
4				390	2560
5				390	2580
6	-			Перерыв 15 минут	
7	30	3,4	Не более 30	360	2370
8				370	2410
<i>Проверка работы на холостом ходу в стартёрном режиме</i>					
<i>Напряжение, В</i>		<i>Нагрузочный момент, кг·м</i>		<i>Потребляемый ток, А</i>	
30		0		39	

По техническим условиям изменение тока возбуждения при изменении тока нагрузки генератора от холостого хода до номинального должно быть в пределах 0,5–1 А. Ток возбуждения при работе в генераторном режиме должен изменяться в пределах 2,2–15 А. Потребляемый ток в стартёрном режиме должен быть не более 450 А, частота вращения в пределах 2250–2750 об/мин. Потребляемый ток при работе при холостом ходе должен быть не более 60 А. Степень искрения под щётками при проведении генераторного режима 1 ¼ балла, при стартёрном режиме 1 ½ балла. Опытный генератор соответствовал техническим условиям на его поставку. После приёмо-сдаточных испытаний измерялись сопротивление политушной плёнки и износ щёток. Результаты измерений сопротивления политушной плёнки приведены в таблице 5.

Таблица 5  
Сопротивление политушной плёнки после приёмо-сдаточных испытаний

№	Сопротивление политушной плёнки, Ом	
	1-2 дорожка	2-3 дорожка
1	0,26	0,21
2	0,32	0,09
3	0,23	0,18
4	0,38	0,09
5	0,23	0,48
6	0,35	0,21
7	0,08	0,33
8	0,13	0,14
9	0,11	0,2
10	0,15	0,15
11	0,17	0,16
12	0,08	0,19
13	0,11	0,28
14	0,11	0,18
15	0,06	0,18
16	0,1	0,17
17	0,12	0,11
18	0,25	0,4
19	0,13	0,1
20	0,19	0,09
Среднее значение	0,178	0,197
	0,188	

Среднее сопротивление политушной плёнки после приёмо-сдаточных испытаний составило 0,188 Ом. На поверхности коллектора наблюдалась установившаяся политушная плёнка, подгара и ребристости не обнаружено.

По окончании измерений политушная плёнка с коллектора была снята, щётки шлифованы и проведены исследования в соответствии с режимом: 3 запуска в стартёрном режиме, 4 часа работы в обесточенном состоянии без возбуждения с частотой вращения 6000 об/мин (6 циклов).

После каждого цикла измерялось сопротивление политушной плёнки. После 6 циклов измерялась высота токоведущих щёток и оценивалось состояние коллектора и политушной плёнки. Результаты измерения сопротивления политушной плёнки приведены в таблице 6 и на рисунке 1 (кривые 2). Также на рисунке 1 (кривые 1) представлены ранее полученные результаты исследований опытного стартёр-генератора после приёмо-сдаточных испытаний со штатным давлением на токоведущие щётки.

Таблица 6  
Восстановление политурной плёнки после её снятия

№	Сопротивление политурной плёнки, Ом	
	1-2 дорожка	2-3 дорожка
1	0,06	0,08
2	0,17	0,14
3	0,14	0,13
4	0,17	0,18
5	0,19	0,2
6	0,2	0,18

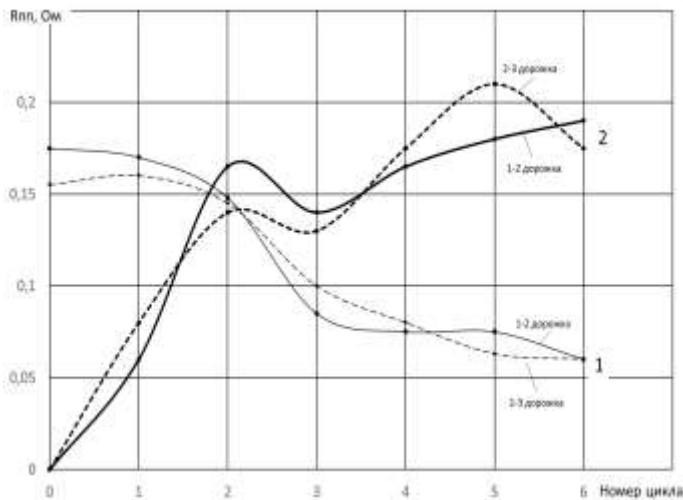


Рис. 1. Изменение сопротивления политурной плёнки по циклам

По результатам исследования можно сделать вывод, что при применении пружин меньшего давления характеристики стартера не выходят за пределы, указанные в технических условиях. Установка пружин с пониженным давлением способствует стабилизации политурной плёнки на коллекторе опытного стартер-генератора. По мере увеличения испытательных циклов сопротивление политурной плёнки увеличивается. Ресурс токоведущих щёток увеличивается. Снижаются механические потери и повышается КПД.

В дальнейшем на двух стартер-генераторах были проведены исследования по оценке влияния снижения давления пружин штатных щеток на износ коллектора. Стартер-генератор №1 был оборудован пружинами штатного давления. Генератор №2 был оборудован пружинами пониженного давления.

По окончании сборки генераторов были проведены приемо-сдаточные испытания (результаты приведены в таблицах 7, 8, 9), после чего замерялась начальная точка отсчета износа с помощью глубиномера ГИ-150-0,01.

Ниже приведены сравнительные данные по испытаниям двух генераторов согласно программе приемо-сдаточных испытаний для разного давления пружин.

Таблица 7  
Снятие регулировочной характеристики

Давление на щётки			
пониженное		штатное	
Ток нагрузки, А	Ток возбуждения, А	Ток нагрузки, А	Ток возбуждения, А
0	2,6	0	2,6
50	2,7	50	2,7
100	2,8	100	2,8
150	2,9	150	2,9
200	3,0	200	3,0
250	3,1	250	3,1
300	3,2	300	3,2
350	3,4	350	3,4
400	3,5	400	3,5

Таблица 8  
Проверка при номинальных данных в генераторном режиме

Продолжительность испытания, мин	Частота вращения, об/мин	Ток нагрузки, А	Напряжение, В	Ток возбуждения, А	
				Давление на щётки	
				пониженное	штатное
30	3700	200	26,5-30	11,0	11,5
30	4200	400	26,5-30	10,2	10,6
15	9000	400	26,5-30	3,5	3,6
2	11200	—	—	—	—
5	9000	0	70	8,0	7,8
30	8000	400	26,5-30	4,1	6,0
1	8000	600	26,5-30	4,8	6,7
15	9000	400	26,5-30	3,4	3,5
30	6000	400	26,5-30	6,1	7,9

Генератор с пониженным давлением пружин имеет меньший ток возбуждения во всем диапазоне измерений. Это объясняется меньшим значением механических потерь данного генератора.

При работе в стартерном режиме параметры генераторов в целом идентичны, на холостом ходу пружины меньшего давления позволили снизить потребляемый ток на 8А за счет снижения механических потерь. Степень искрения при проведении стартерного и генераторного режима одинаковая.

Таблица 9  
Проверка в стартерном режиме

№ включения	Напряжение, В	Нагрузочный момент, кг·м	Продолжительность включения, с	Давление на щётки, г			
				пониженное		штатное	
				Потребляемый ток, А	Частота вращения, об/мин	Потребляемый ток, А	Частота вращения, об/мин
1	30	3,4	Не более 30	390	2420	380	2410
2				390	2430	380	2450
3				390	2450	390	2480
4				390	2480	400	2510
5				400	2520	400	2550
-	-	-	-	Перерыв 15 минут			
6	30	3,4	Не более 30	380	2410	380	2390
7				390	2440	380	2430
Напряжение, В		Нагрузочный момент, кг·м		Потребляемый ток, А		Потребляемый ток, А	
30		0		40		48	

После приемо-сдаточных испытаний и проведенных замеров были произведены испытания в соответствии с режимом: 3 запуска в стартерном режиме, 4 часа работы в обесточенном состоянии с частотой 6000 об/мин (6 циклов). После каждого цикла, описанного выше, производились замеры износа коллектора. По окончании испытаний были замерены сопротивление политурной пленки (таблица 10).

Таблица 10  
Сопротивление политурной плёнки

№	Сопротивление политурной плёнки, Ом			
	Первый генератор		Второй генератор	
	1-2 дорожка	2-3 дорожка	1-2 дорожка	2-3 дорожка
1	0,12	0,39	0,15	0,11
2	0,16	0,11	0,08	0,12
3	0,29	0,13	0,12	0,21
4	0,21	0,32	0,09	0,18
5	0,08	0,07	0,22	0,24
6	0,27	0,6	0,06	0,09
7	0,22	0,06	0,12	0,1
8	0,15	0,07	0,12	0,26
9	0,45	0,36	0,13	0,21
10	0,35	0,49	0,09	0,1
11	0,15	0,06	0,18	0,22
12	0,42	0,08	0,1	0,13
13	0,13	0,27	0,15	0,07
14	0,08	0,09	0,04	0,33
15	0,11	0,14	0,24	0,26
Среднее значение	0,213	0,216	0,126	0,175

По результатам исследования можно сделать вывод, что при применении пружин пониженного давления ха-

рактеристики генератора не выходят за пределы характеристик, указанных в технических условиях.

Использование пружин с пониженным давлением способствовало более быстрому образованию политурной пленки на коллекторе стартер-генератора и меньшему ее истиранию в процессе работы без возбуждения. Наблюдалось снижение износа коллектора.

В настоящее время проводятся работы по внедрению в серийное производство стартер-генератора с пониженным давлением на серийные щётки.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

Применение в стартер-генераторе пружин пониженного давления позволило ускорить процесс формирования политурной пленки (твердой смазки) по циклу испытания в 1,5 раза (по мере наработки сопротивление политурной пленки увеличивается; при штатном давлении сопротивление политурной пленки по испытательному циклу снижается).

Стартер-генератор, оборудованный пружинами с пониженным давлением имеет увеличенный ресурс щеток и уменьшенный износ коллектора.

Применение пружин пониженного давления позволяет снизить механические потери и повысить КПД стартер-генератора.

#### ЛИТЕРАТУРА

- Самородов Ю.Н. Риски повреждения турбогенераторов. Библиотечка электротехника. Выпуск 3. Часть 1. – М.: НТФ «Энергопрогресс», «Энергетик», 2011.– 80с.
- Фоминых А.А. Оценка влияния твердой смазки на трибохарактеристики узлов скользящего токосъема: диссертация кандидата технических наук: 05.09.01/ Фоминых Антон Анатольевич; [Место защиты: Нац. исслед. ун-т МЭИ].- Киров, 2015.-233с.
- Тимошенко В. Н. Снижение износа щеток в коллекторных машинах постоянного и переменного тока: диссертация кандидата технических наук: 05.09.01. [Место защиты: Нац. исслед. ун-т МЭИ].- Киров, 2018. - 154 с.
- Гемке Р.Г. Неисправности электрических машин. - Л.: Энергоатомиздат, 1989.-330с.
- Изотов А.И. Способ определения времени формирования политурной пленки на коллекторе электрической машины // а.с. 14458346А1 СССР, МПК Н01R 39/56. №4154368/07; заявл.02.12.1986; опубл. 27.07.2016, Бюл. №21. - 1988г.
- Коршунов А.В., Ильин А.П. Особенности окисления нанопорошков меди при нагревании в воздухе// Известия Томского политехнического университета. 2008. т. 313, №3. С.5-13.
- Тимошенко В.Н., Изотов А.И., Тимина Н.В. Влияние микротемпературы в зоне контакта щётка-коллектор на образование оксида в случае применения смазывающих щёток [Электронный ресурс] // Общество, наука, инновации. Всероссийская ежегодная научно-практическая конференция. / ВятГУ. - Киров, 2016. - С.1849-1859.
- Изотов А.И., Тимошенко В.Н. и др. Влияние некоторых факторов на износ щеток в коллекторном двигателе переменного тока // Общество, наука, инновации: всероссийская ежегодная научно-техническая конференция: НТК-2012 / ВятГУ. - Киров, 2012. - С. 2039-2041.

9. Ростик Г.В. Оценка технического состояния турбогенераторов: учеб.-практ. пособие / Г. В. Ростик ; Федер. агентство по образованию, Ин-т повышения квалификации гос. служащих, каф. "Эксплуатация энергет. объектов и энергосбытовая деятельность", сектор "Техн. перевооружение, модернизация и ремонт в энергетике". - Москва: ИПК госслужбы, 2008. - 489 с.

10. Самородов Ю.Н. Риски повреждения турбогенераторов из-за дефектов Библиотечка электротехника. Выпуск 4. Часть 2: М.,НТФ «Энергопрогресс» 2011 .-64с

11. Изотов А.И., Фоминых А.А., Прокашев Д.К., Коханчук Н.Д., Изотов С.А. К вопросу о твердофазном окислении металлических поверхностей коллекторов электромашин// Общество, наука, инновации: всероссийская ежегодная научно-техническая конференция: НПК-2017/ ВятГУ.- Киров.-С.1093-1102.

12. Kharlamov, V.V., Popov, D.I., Baysadykov, M.F. Determination wear intensity of electrical brushes in DC machines considering impact of collector's surface. Journal of Physics: Conference Series 1260(5), 052009. 2019.

13. Демкин П.С., Забоин В.Н. Прогнозирование технического состояния систем токосъема электроэнергетических машин // Научн. – техн. ведомости СПбГТУ. 1997. №4

14. Колесов С. Л. Улучшение трибохарактеристик твердощеточного контакта электрических машин с помощью дисульфида молибдена: диссертация кандидата технических наук: 05.09.01. - Москва, 2001. - 167 с.

15. Белан Д.Ю., Хасеинов К.Б. и др. Разработка технологического оборудования для совершенствования технологии ремонта тяговых электродвигателей//Современные материалы, техника и технология: материалы 3-й Международной научно-практической конференции: из-во Юго-западный государственный университет, г. Курск. - С47-50.

16. Kharlamov V.V. Effect of transient processes on the switching stability of dc machines / V.V. Kharlamov, P.K. Shkodun, A. Ognevsky // MATEC Web of Conferences 239, 01036. 2018.

# Investigation of the Possibility of Controlling the Tribological Situation in the Sliding Current Pickup of Electric Machines

Izotov A., Izotov S., Timoshenko V.

Vyatka State University  
Kirov, Russian Federation  
izotov@vyatsu.ru

**Abstract.** The article deals with the formation of a varnish film on the collector, its composition, and describes the reasons for the appearance of "nigrescence" on the collector and ways to eliminate them by installing a composite sanding liner. Conducted research to assess the possibility of restoring this film on the manifold, the starter-generator by reducing the pressure on the current-carrying brush, measured the resistance of this film, the wear of brushes and commutator. The characteristics of the starter-generator at different pressures on current-carrying

brushes were studied, and acceptance tests were carried out. The use of low-pressure springs allowed to speed up the process of forming the varnish film by 1.5 times. The resource of current-carrying brushes and collector increases. Reducing the pressure allows you to reduce mechanical losses in the brush-collector unit and increase the efficiency of the starter-generator.

**Keywords:** varnish film, brush wear, sparking, switching, brush wear, brush pressure.



# Автоматизация процесса наложения вспененной полимерной изоляции при изготовлении проводных радиочастотных кабелей высокой регулярности

Митрошин В.Н.

Самарский государственный технический университет  
Самара, Российская Федерация  
vmitroshin@mail.ru

**Аннотация.** Предложена методика управления наложением химически-вспененной изоляцией при изготовлении проводных радиочастотных кабелей высокой регулярности, обеспечивающая достижение требуемых характеристик выпускаемой продукции. Сформулированы основные задачи, решаемые при автоматизации технологического процесса наложения химически вспененной изоляции на экструзионных линиях. Разработаны системы стабилизации давления в формующем инструменте экструдера и стабилизации температуры расплава полимера в зоне дозирования экструдера. Проведенный с использованием компьютерного моделирования анализ работы систем стабилизации режимных параметров технологического оборудования доказал их высокую эффективность.

**Ключевые слова:** радиочастотные кабели, экструзионные линии, вспененная изоляция, автоматизация.

## I. ВВЕДЕНИЕ

В качестве передающих физических сред в структурированных кабельных системах (СКС) чаще всего используются проводные кабели – радиочастотные коаксиальные кабели (RG – Radio Guide) и LAN-кабели (Local Area Network Cable – кабели локальной сети передачи данных) на основе витых пар (TP – twisted pair), а также волоконно-оптические линии связи [1].

Проводные каналы связи создаются с помощью двухпроводных направляющих систем, в качестве которых могут использоваться коаксиальные и симметричные цепи. Качество канала и его пропускная способность определяются первичными параметрами передачи двухпроводной направляющей системы связи  $R, L, C, G$  (соответственно сопротивлением, индуктивностью, емкостью и проводимостью). Зависимость первичных параметров от измеряемых и регулируемых в ходе технологических процессов воздействий описана в [2, 3].

Если значение первичных параметров остается неизменным по всей длине кабеля  $x$ , такая цепь называется однородной (регулярной).

К проводным кабелям, используемым в качестве передающих сред в структурированных кабельных системах, предъявляются жесткие требования к регулярности первичных и вторичных параметров качества, определяющих эксплуатационные характеристики кабелей, и примени-

мость кабелей для передачи электромагнитных сигналов в требуемом частотном диапазоне.

Эксплуатационный показатель качества изготавливаемого кабеля формируется на всех стадиях его производства и может быть измерен лишь на готовом изделии. А технологический процесс изготовления проводных кабелей представляет собой сложный непрерывный многооперационный процесс, важнейшей стадией которого является операция наложения на токопроводящую жилу полимерной изоляции [4], выполняемая на шнековых прессах методом экструзии [5, 6].

При этом на любом этапе изготовления продукции в соответствии со стандартом системы управления качеством ИСО-9001 требуется обеспечивать “прозрачность” качественных показателей производимого кабеля и прогнозируемость его эксплуатационных свойств.

Обычно на операции изолирования с помощью датчиков непосредственно измеряют первичные параметры качества кабеля – диаметр и погонную ёмкость изолированной жилы. Измерение осуществляется на полностью сформированной изоляции – на выходе последней ванны охлаждения.

При изолировании медных жил проводных кабелей на экструзионных линиях осуществляется наложение, как сплошной полимерной изоляции, так и вспененной. Вспененная изоляция накладывается методами химического [7, 8] и физического вспенивания [9]. Вспенивание изоляции улучшает её диэлектрические свойства и даёт значительную экономию полимера.

Технологический процесс наложения физически вспененной изоляции более стабилен и позволяет получить при применении соответствующих материалов (фторопластов) высокий показатель степени пористости изоляции (до 70% и более) по сравнению с химическим вспениванием (при котором достигается степень пористости порядка 50%).

При физическом вспенивании формируется “skin-foam-skin” изоляция, когда на медный проводник накладываются последовательно три слоя термопластичного полимера: сплошной, физически-вспененный полимер, а сверху опять сплошной слой. Наложение пористой изоляции методом физического вспенивания осуществляется путём непосредственного введения в зону дозирования экструдера сжатого газа – азота. Кабели с физически вспе-

ненной изоляцией имеют лучшие характеристики, чем кабели с химически вспененной изоляцией. В частности у них существенно меньшее затухание. Но экструзионное оборудование при этом намного более сложное и дорогое.

Важным достоинством метода химического вспенивания является простота его реализации и возможность на одном и том же технологическом оборудовании осуществлять наложение как сплошной, так и химически вспененной изоляции.

Контроль качества наложения химически вспененной изоляции происходит на основе прямого измерения первичных параметров изолированной жилы кабеля: её диаметра и погонной ёмкости с помощью соответствующих датчиков, установленных в конце ванн охлаждения. Управление технологическим процессом изолирования осуществляется с использованием систем управления по отклонению измеренных первичных параметров кабеля от своих номинальных значений [7, 8].

При наложении химически вспененной изоляции объект управления – шнековый экструдер является сложным многомерным и многосвязным объектом с распределёнными параметрами [3, 4, 10, 11]. Вследствие многосвязности ОУ для исключения взаимовлияния отдельных контуров регулирования друг на друга чаще всего используются структуры САУ с развязывающими звеньями [3, 11].

В [4] описана САУ, в которой управление многосвязным ОУ осуществляется по косвенно определяемым и физически несвязанным величинам – отклонениям от своих номинальных значений относительной диэлектрической проницаемости вспененной (ячеистой) изоляции  $\Delta \epsilon_{ci}$  и массе изоляции на единицу длины медного проводника  $\Delta m_{in}$ . Указанные величины рассчитываются по непосредственно измеряемым первичным параметрам кабеля, которые контролируются на сформированной изоляции – в конце экструзионной линии.

Верхняя частота рабочего диапазона кабеля  $f_h$  определяет максимальную частоту взаимодействующих с ним пространственных нерегулярностей  $g_{max}$  первичных параметров кабеля следующим образом [12]:

$$g_{max} = \frac{2f_h}{V_e} = \frac{1}{L_{kmin}}, \quad (1)$$

где  $V_e$  – скорость распространения электромагнитной волны по кабелю. Для коаксиального кабеля она равна [2]:

$$V_e = c/\sqrt{\epsilon_{ci}}, \quad (2)$$

здесь  $L_{kmin}$  – минимальный пространственный период нерегулярностей первичных параметров кабеля, которые должны быть устранены системой регулирования,  $c$  – скорость света в вакууме,  $\epsilon_{ci}$  – относительная диэлектрическая проницаемость вспененной изоляции.

Для современных кабелей с верхней границей полосы пропускания 600 МГц  $L_{kmin} = 0.165$  м. Отсюда легко формулируется первый вывод: для гарантийного обеспечения требуемой полосы пропускания радиочастотных кабелей высокой регулярности система управления процессом наложения химически вспененной изоляции должна устранять нерегулярности первичных параметров кабеля с минимальным пространственным периодом 0.165 метра. При расположении измерителей первичных параметров кабеля на расстоянии  $L$  (порядка 15 метров) от места их формирования – кабельной головки экструдера, мы будем иметь звено с большим транспортным запаздыванием. Длительность переходного процесса в САУ с транспортным запаздыванием  $\tau$  в лучшем случае составляет  $(3 \div 4)\tau$  [13].

Соответственно

$$L_{min} = (3 \div 4)L = 45 \div 60 \text{ м.} \quad (3)$$

Т.е. САУ сможет в лучшем случае устранять нерегулярности формируемых на операции наложения полимерной изоляции первичных параметров кабеля с наименьшим пространственным периодом порядка 45÷60 метров. В этом случае “работа” такой системы будет только ухудшать качество кабеля.

Основным недостатком рассматриваемых систем является их непригодность для управления процессом наложения химически вспененной изоляции радиочастотных кабелей высокой регулярности. Это объясняется:

- высокой взаимозависимостью непосредственно измеряемых на экструзионной линии первичных параметров изолированной жилы кабеля, а, следовательно, взаимосвязанностью локальных контуров регулирования первичных параметров;
- наличием большого транспортного запаздывания в системах регулирования вследствие измерения стабилизируемых первичных параметров кабельной жилы в конце технологической линии;
- нестабильностью автоматизируемого процесса, определяемой его высокой чувствительностью к непостоянству режимных параметров работы технологического оборудования [8];
- отсутствием учета полосы пропускания изготавливаемого кабеля при синтезе системы автоматического управления процессом изолирования медных жил;
- игнорирования основных физических особенностей объекта управления – пространственной распределенности управляемой величины (при стабилизации температуры расплава полимера в зоне дозирования экструдера) [10].

Для преодоления существующих проблем управления технологическим процессом наложения химически вспененной изоляцией предлагается на основе предварительного обследования автоматизируемого технологического процесса изолирования выявить

основные причины его нестабильности и предложить пути существенной стабилизации режимных параметров работы технологического оборудования.

## II. ОСНОВНЫЕ ПРИЧИНЫ НЕСТАБИЛЬНОСТИ ПРОЦЕССА НАЛОЖЕНИЯ ХИМИЧЕСКИ-ВСПЕНЕННОЙ ИЗОЛЯЦИИ

В [14] в результате обработки экспериментальных данных, снятых в режиме нормальной эксплуатации экструзионной линии NOKIA-80, на которой осуществлялось изолирование химически вспененной изоляцией токопроводящей жилы коаксиального радиочастотного кабеля РК 75-3,7-361, получена спектральная плотность мощности диаметра изолированной кабельной жилы.

Её анализ выявил в работе оборудования экструзионной линии наличие источника гармонических возмущений с частотой  $f = 0.43 \text{ Hz}$ . Таким источником является вращающийся шнек экструдера линии NOKIA-80. Скорость вращения шнека экструдера при снятии экспериментальных данных (25 об/мин) в пересчете на частоту составляла  $0.42 \text{ Hz}$  [14].

Полученные результаты хорошо согласуются с известными. В [15] высказывалось предположение, что имеющиеся “высокочастотные” периодические нерегулярности диаметра изоляции обусловлены гармоническими пульсациями градиента давления расплава в кабельной головке, вызываемыми вращающимся шнеком экструдера.

В [16] отмечается, что даже при соблюдении всех допусков на предельные отклонения конструктивных и электрических параметров кабеля, эксплуатационные показатели качества кабельной линии и её параметры передачи могут нарушаться. Например, это происходит при гармоническом характере изменения стабилизируемых параметров коаксиального кабеля по его длине даже при очень малых амплитудах этих изменений.

Из вышесказанного следует, что одной из настоятельных задач является максимально жесткая стабилизация давления в формующем инструменте (кабельной головке) экструдера, т.к. давление определяет производительность экструдера, т.е. количество выдавливаемой массы полимера. В конечном счете, это приводит к возникновению “высокочастотных” периодических нерегулярностей диаметра изоляции. В [14] предлагается осуществлять стабилизацию давления расплава полимера в пределах одного оборота шнека. Это согласуется с результатами, полученными в [17].

С другой стороны, отличительной особенностью процесса наложения химически вспененной изоляции является его высокая чувствительность к температуре. На рис. 1 [8] приведены графики величины разложения порофора  $p$  в экструдере в зависимости от времени его пребывания там и от температуры расплава полимера.

Очень важным при разработке систем управления наложением химически-вспененной изоляции является анализ процесса порообразования. Быстрое возрастание скорости разложения порофора в диапазоне  $140 \div 180^\circ\text{C}$

является одной из причин малой степени свободы управления температурой при экструдировании. Необходимо учитывать, что степень разложения порофора нелинейно увеличивается от температуры.

При этом измеряемая температура расплава полимера должна быть адекватна контролируемой физической величине с учетом ее пространственной распределенности [18, 19].

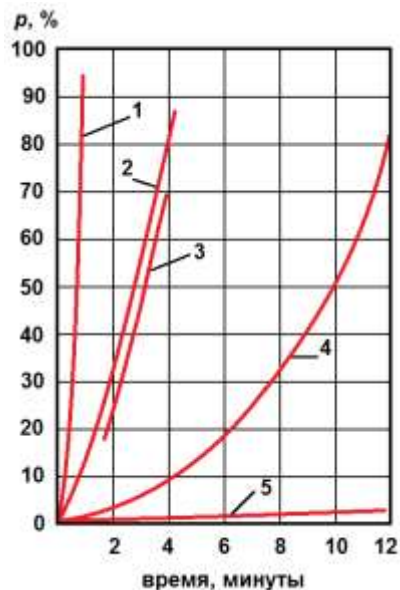


Рис. 1. Величина разложения порофора в экструдере в зависимости от времени пребывания и температуры (1 –  $180^\circ\text{C}$ ; 2 –  $160^\circ\text{C}$ ; 3 –  $158^\circ\text{C}$ ; 4 –  $140^\circ\text{C}$ ; 5 –  $120^\circ\text{C}$ )

Поэтому второй важнейшей задачей является максимально возможная стабилизация температуры расплава полимера в формующем инструменте шнекового экструдера. Повышение точности стабилизации температуры расплава полимера в шнековом экструдере может быть достигнуто только при учёте основных физических особенностей ОУ – пространственной распределенности управляемой величины. Зона дозирования шнека экструдера при управлении температурой расплава полимера должна рассматриваться и описываться как ОУ с распределенными параметрами (ОУРП).

## III. РЕАЛИЗАЦИЯ СИСТЕМ СТАБИЛИЗАЦИИ РЕЖИМНЫХ ПАРАМЕТРОВ РАБОТЫ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ

Для обеспечения эффективного управления процессом наложения полимерной изоляции на медные жилы методом химического вспенивания реализована двухконтурная система стабилизации важнейших режимных параметров работы технологического оборудования. Она состоит из двух независимых контуров: системы стабилизации давления расплава полимера и системы стабилизации температуры расплава полимера в формующем инструменте экструдера.

Система регулирования давления расплава полимера в формирующем инструменте шнекового экструдера обеспечила его стабилизацию за счёт минимизации влияния гармонических пульсаций градиента давления [14]. Это позволило уменьшить амплитуду его пульсаций в кабельной головке в 52 раза ( $0.95 \cdot 10^3$  Па вместо  $5 \cdot 10^4$  Па). Стабилизация давления расплава полимера в кабельной головке позволила уменьшить пульсации мгновенной производительности экструдера и нерегулярности диаметра изоляции жилы кабеля.

При синтезе системы стабилизации температуры расплава полимера использовалось описание объекта управления, предложенное в [10]. При сосредоточенном управлении по температуре цилиндра экструдера, равномерно распределенной по длине его зоны дозирования, рассматриваемый объект первого порядка можно считать конечно представимым [20], так как в структурном отношении он представляется соединением конечного числа (в данном случае, всего трех) типовых звеньев – аperiodического, статического и звена чистого запаздывания. Структурное представление объекта управления процессом формирования температуры расплава полимера  $\tilde{T}(z, p)$  в зоне дозирования пластицирующего экструдера с сосредоточенным входным воздействием по равномерно распределенной в зоне дозирования температуре  $\tilde{T}_b(p)$  нагревательных элементов представлено на рис. 2.

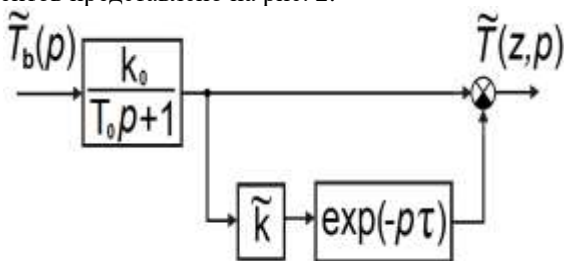


Рис. 2. Структурное представление объекта управления процессом формирования температуры расплава полимера

Здесь  $\tau = z/\bar{V}_z$  – время прохождения расплава полимера по каналу шнека от входа в зону дозирования до места измерения температуры расплава полимера;

$z$  – продольная координата вдоль канала шнека;

$\bar{V}_z$  – средняя скорость движения расплава полимера вдоль канала шнека;

$$\tilde{k} = \exp\left(-\frac{K_1 z}{\bar{V}_z}\right); \quad K_1 = \frac{\alpha + bK^*h}{\rho Ch}; \quad k_0 = \frac{1}{b^*K_1} = \frac{\alpha}{\alpha + bK^*h};$$

$$T_0 = 1/K_1; \quad b^* = \frac{\rho Ch}{\alpha}; \quad K = \mu_0 \cdot \left(\frac{V_0}{h}\right)^{\frac{n+1}{n}} \cdot \bar{B}^{\frac{n+1}{n}}; \quad (4)$$

$$K^* = K \exp(bT_0).$$

$\alpha$  – коэффициент теплоотдачи между полимером и цилиндром экструдера;

$b$  – температурный коэффициент вязкости;

$h$  – глубина канала шнека;

$C$  – удельная теплоемкость полимера;

$\rho$  – плотность сплошной пластмассы;

$T_0$  – температура приведения (плавления полимера);

$n$  – индекс течения полимера;

$\mu_0$  – ньютоновская вязкость;

$\varphi$  – угол захода шнека экструдера;

$y$  – координата по глубине канала шнека;

$a^* = 1/3$  – коэффициент, соответствующий максимальной производительности экструдера [6];

$\bar{B}$  – среднее значение коэффициентов  $B_y$  (4) во всем диапазоне  $0 \leq y \leq h$ .

$$B_y = \sin^2 \varphi \cdot (6y/h - 1)^2 + \cos^2 \varphi \cdot (6a^* y/h - 3a^* + 1)^2. \quad (5)$$

Для модели, представленной на рис. 2, расчетным путем, в соответствии с полученным аналитическим описанием, определены следующие параметры объекта для зоны дозирования экструдера NOKIA-80:  $k_0 = 1$ ,  $T_0 = 5.6$  с,  $\tau = 41.7$  с,  $\tilde{k} = 0.024$ .

На рис. 3 приведена модель системы управления температурой расплава полимера  $T_{mp}$  в зоне дозирования шнекового экструдера в Matlab/Simulink.

Настройки регулятора (рис. 3) осуществлены в соответствии с рекомендациями, приведенными в [21], и имеют следующие значения: Proportional 4.11; Integral 1.5; Derivative 13.9.

На рис. 4 показано возмущающее воздействие системы стабилизации температуры расплава полимера в зоне дозирования шнекового экструдера.

На рис. 5 приведена реакция системы стабилизации температуры расплава полимера в зоне дозирования шнекового экструдера на данное возмущающее воздействие. Анализ работы реализованной системы стабилизации температуры расплава полимера в зоне дозирования шнекового экструдера позволяет сделать вывод о её эффективности. Система обеспечивает точность стабилизации температуры лучше  $\pm 0,25^\circ\text{C}$ , т.е. в соответствии с лучшими на сегодняшний день по классу точности датчиками температуры.

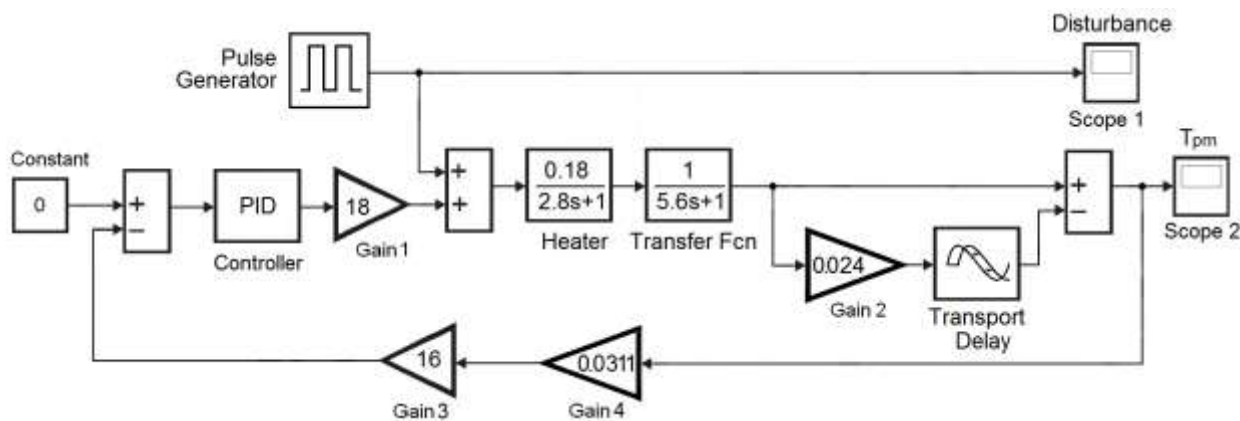


Рис. 3. Модель системы управления температурой расплава полимера в Matlab/Simulink

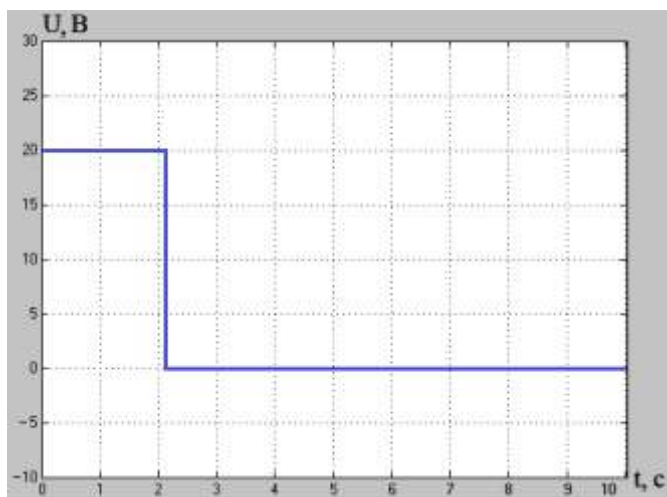


Рис. 4. – Возмущающее воздействие системы стабилизации температуры расплава полимера (время моделирования 10 с)

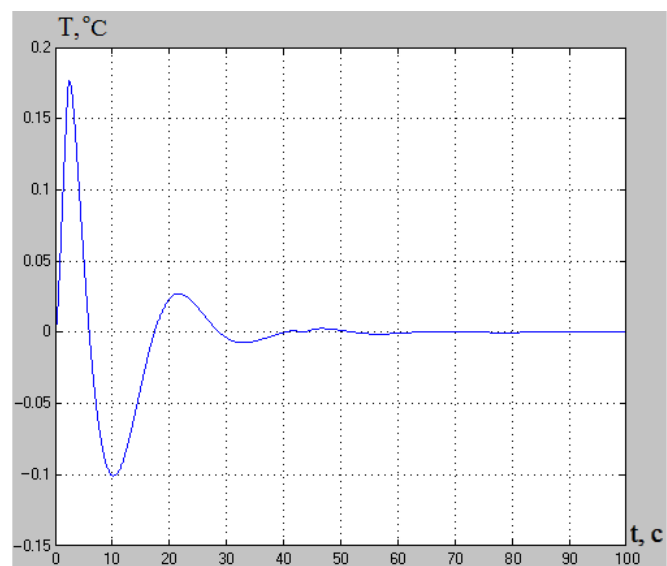


Рис. 5. Реакция системы стабилизации температуры расплава полимера на возмущающее воздействие

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Основной вывод работы заключается в том, что для эффективного управления процессом наложения химически вспененной полимерной изоляции на экструзионных линиях со шнековых экструдерами необходимо стабилизировать режимные параметры работы технологического оборудования с существенно более жесткими допусками. Разработанные системы стабилизации давления расплава полимера и системы стабилизации температуры расплава полимера в формирующем инструменте экструдера позволяют это осуществить. При этом достигается двойной эффект. Во-первых, обеспечивается фактическая независимость отдельных контуров регулирования режимных параметров многомерного и многосвязного объекта управления. А во-вторых, системы стабилизации позволяют минимизировать нерегулярности первичных параметров изолированной кабельной жилы, изготовленной с использованием метода химического вспенивания, на пространственных частотах, определяющих формирование эксплуатационных характеристик готового кабеля в требуемой полосе частот.

При изготовлении радиочастотных коаксиальных кабелей RG (Radio Guide) и LAN-кабелей, предназначенных для передачи огромного объема информации на сверхвысоких частотах, «единственной возможностью для удовлетворения новым требованиям является применение материалов с прекрасными диэлектрическими свойствами и высокой степенью вспенивания» [9]. В качестве таких изоляционных материалов, отвечающих высоким требованиям стабильности электрических характеристик, в настоящее время могут использоваться только фторполимеры [9].

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Семенов, А.Б., Стрижаков С.К., Сунчелей И.Р. Структурированные кабельные системы. – М.: Компания АйТи, ДМК Пресс, 2002. – 640 с.
2. Гроднев И.И., Фролов П.А. Коаксиальные кабели связи. – М.: Радио и связь, 1983. – 208 с.

3. Чостковский Б.К. Методы и системы оптимального управления процессами производства кабелей связи. – М.: Машиностроение, 2009. – 190 с.
4. Митрошин В.Н. Автоматизация технологических процессов производства кабелей связи. – М.: Машиностроение-1, 2006. – 140 с.
5. Раувендаль К. Экструзия полимеров / Пер. с англ. под ред. А.Я. Малкина – СПб.: Профессия, 2008. – 768 с.
6. Торнер Р.В. Теоретические основы переработки полимеров. – М.: Химия, 1977. – 464 с.
7. H.A. Merki Control of diameter and capacitance of products with cellular insulation // Wire Ind., 1983, vol. 50, № 389, pp. 39-42.
8. Boysen R.L. How to solve problems in the extrusion of cellular PE in coaxial cables // Wire Journ., 1972, vol. 5, № 1, pp. 51-56.
9. Бонвин П.-И., Родригез Р., Чамов А.В. Линии изолирования коаксиальных кабелей с процессом физического вспенивания Extrucell™ // Кабель-news, 2010, № 2, с. 13-18.
10. Митрошин В.Н. Автоматическое управление объектами с распределенными параметрами в технологических процессах изолирования кабелей связи. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 184 с.
11. K. Laurich, G. Muller, B. Bluckler, H. Wallau, Untersuchung einer Zweigroßenregelstrecke an einer kabelummantelungsanlage // Mess. – Steuern – Regeln, 1979, 22, №1, s. 28–31.
12. Дорезюк Н.И. Гармонический анализ периодических неоднородностей волнового сопротивления коаксиальных кабелей // Электротехническая промышленность. Сер. Кабельная техника, 1974, № 6, с. 18-22.
13. Гурецкий Х. Анализ и синтез систем управления с запаздыванием. – М.: Машиностроение, 1974. – 328 с.
14. V.N. Mitroshin, D.I. Kuleshova The System for Stabilization of Screw Extruder Productivity // IEEE Xplore, 2018 International Multi-Conference on Industrial Engineering and Modern Technologies (FarEastCon), 2018, pp. 1-5, DOI: 10.1109/FarEastCon.2018.8602886.
15. S. Marinov, S. Steller Erfassung der Schmelzeströmung in Extrusionsdüsen bei pulsierendem Druckgradienten // Plaste und Kautschuk, 1985, Bd. 32, № 9, s. 346-349.
16. Дорезюк Н.И., Попов М.Ф. Радиочастотные кабели высокой регулярности. – М.: Связь, 1979. – 104с.
17. V. Cazac The drive system optimization of single screw extruder to control thickness of insulation // IEEE Xplore, 2017 International Conference on Electromechanical and Power Systems (SIELMEN), pp. 501–505.
18. C. Abeykoon Soft sensing of melt temperature in polymer extrusion // IEEE Xplore, 2016 European Control Conference (ECC), pp. 340–345.
19. C. Abeykoon, A.L. Kelly, P.J. Martin, K. Li, Dynamic modelling of die melt temperature profile in polymer extrusion // IEEE Xplore, 2013, 52nd IEEE Conference on Decision and Control, pp. 2550-2555.
20. Маковский В.А. Динамика металлургических объектов с распределенными параметрами. – М.: Металлургия, 1971. – 384 с.
21. B.K. Chostkovskii, V.N. Mitroshin Automation of Extrusion of Porous Cable Products Based on a Digital Controller // Optoelectronics, Instrumentation and Data Processing, 2017, vol. 53, No. 4, pp. 371–378.

# Automation of the Process of Applying Foamed Polymer Insulation in the Manufacture of High-Regularity Wired Radio-Frequency Cables

Mitroshin V.N.  
Samara State Technical University  
Samara, Russia  
vmitroshin@mail.ru

**Abstract.** A methodology of controlling the application of chemically-foamed insulation in the manufacture of high-regularity wired radio-frequency cables, which ensures the achievement of the required characteristics of products is proposed. The main problems that are solved during the automation of the technological process of applying chemically-foamed insulation on extrusion lines are formulated. Systems for stabilizing the

pressure in the extruder forming tool and stabilizing the temperature of the polymer melt in the extruder dosing zone have been developed. An analysis of the operation of stabilization systems for operational parameters of technological equipment carried out using computer simulation proved their high efficiency.

**Keywords:** radio-frequency cables; extrusion lines; foam insulation; automation.

---

# Синтез адаптивного закона управления пневматической системой подавляющего кусочно-постоянное возмущение

Обухова Е.Н.

Донской государственный технический университет  
Ростов-на-Дону, Россия  
elena21@spark-mail.ru

**Аннотация.** Задача синтеза законов управления до сих пор является сложной, неоднозначной и требующей творческого подхода при ее решении. При этом существенное расширение функциональных возможностей пневматического привода достигается за счет введения в пневматическую систему точной организации управления ее элементами.

В настоящее время в этом направлении проводятся исследования как российскими так и зарубежными учеными с использованием классических линейных законов управления, методологии адаптивного управления, а так же современного аппарата нечеткой логики и нейронных сетей.

Целью данной работы является разработка астатического нелинейного синергетического регулятора для подавления возмущающих воздействий, в виде кусочно-постоянной функции, возникающих в электропневматических системах.

Синтез управляющих воздействий проводился посредством метода аналитического конструирования агрегированных регуляторов (АКАР), входящего в концепцию синергетической теории управления.

**Ключевые слова:** инвариантные многообразия, кусочно-постоянное возмущение, фазовые переменные.

## ВВЕДЕНИЕ

Эффективное управление таким сложным, с точки зрения математического описания объектом, как электропневматическая система является в настоящее время весьма актуальной задачей. Это подтверждается многочисленными работами исследователей, работы которых направлены на получение оптимальных, точных законов управления с использованием современных направлений теории автоматического управления, таких как аппарат нечеткой логики и нейронных сетей, а так же методы адаптивного управления.

В нечеткой логике, в отличие от других методов теории управления, где рассматривается математическая модель в виде дифференциальных уравнений, используются эмпирические данные об объекте для формирования законов управления в виде определенных правил. Нечеткий регулятор использует экспертную информацию для оценки ошибки регулирования и скорости ее изменения.

Реализация ПИД-регулятора на базе нечеткой логики, а также настройка его параметров представленная в работе [1], показала, что позиционирование штока пневмопривода становится более точным, при расширении множества значений переменных, отвечающих за ошибку регулирования. Однако увеличение таблицы баз знаний приводит к колебательному характеру переходного процесса.

В работе [2] отражено совместное применение нечеткого управления в сочетании с нейронной сетью для управления позиционированием пневматической следящей системой. Была проведена группа экспериментов подтверждающая эффективность результатов обучения и дальнейшего использования нечеткого управления.

В работе [3] рассмотрен нейросетевой подход для аппроксимации сложных нелинейных функций, присутствующих в модели пневматической системы.

В статье [4] предложен алгоритм нечеткого управления для повышения точности положения поршня пневматического привода. При этом управление входящими и исходящими воздушными потоками осуществляется с использованием пропорционального клапана.

Однако, в данных работах, к сложностям реализации нейросетевого подхода, как и в случае управления на основе нечеткой логики, относят необходимость к доступу большого количества данных для обучения, а так же сложность математического анализа выбранной структуры регулятора. Отметим, также, что в основном алгоритмы нечеткой логики применяются в системах, которые сложно поддаются формализации и математическому описанию, в то время как математическая модель электропневматической системы имеет достаточно точное описание, не смотря на нелинейность некоторых параметров.

Адаптивные методы управления позволяют синтезировать законы управления, учитывающие различные параметрические и функциональные неопределенности, а так же влияние внешних возмущающих факторов.

В работе [5] рассматривается адаптивное управление точным положением штока пневмопривода с использованием динамической компенсации в условиях неопределенности параметров системы и возможных возмущений.

Авторы работы [6] предложили адаптивное синхронизированное управление поддержанием определенного уровня давлений во входной и выходной камере пневмопривода, для точного перемещения органов пневмосистемы. В качестве неопределенностей выступают параметры модели и внешние возмущения в виде силы трения.

В работах [7-8] пневматическую систему рассматривают как систему переменной структуры ввиду того что в структурной схеме модели присутствует переключающий элемент, т. е. привод функционирует в релейном режиме. В этом случае, в момент переключения структуры, в

фазовом пространстве на границе поверхности переключения возникают колеблющиеся движения изображающей точки системы называемые «скользящим режимом».

В данной работе рассматривается возможность применения методов синергетической теории управления для синтеза нелинейных законов управления с целью подавления возмущающих факторов.

Методологическая база синергетической теории управления была разработана профессором А.А. Колесниковым и адаптирована к теории управления нелинейными диссипативными системами [9–11].

В основе синергетического управления сложными системами лежит переход от непрогнозируемого поведения системы к целенаправленному движению изображающих точек системы в желаемое состояние, соответствующее целям управления. Эти цели управления в синергетической теории управления принято называть инвариантами системы. Метод, позволяющий синтезировать систему управления путем перевода изображающей точки системы в область инвариантных многообразий, а затем и на желаемый аттрактор, называется методом аналитического конструирования агрегированных регуляторов (АКАР).

#### ДИНАМИКА СИСТЕМЫ

На рисунке 1 представлен замкнутый контур управления пневматической системой включающий пневматический привод (4), электропневматические распределители (3), программируемый логический контроллер (2) и датчик перемещения (1).

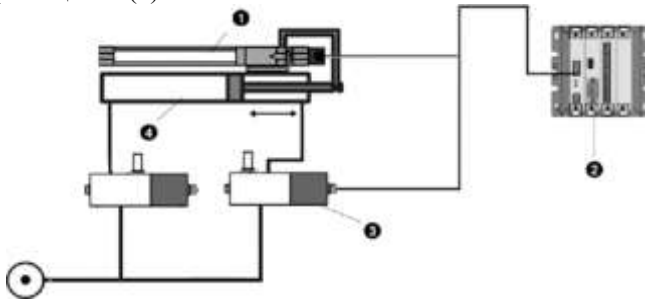


Рис. 1. Замкнутый контур управления пневматической системой

Программируемый логический контроллер выдает дискретные команды в виде управляющих напряжений на электропневматические распределители, которые в свою очередь меняют площадь сечения отверстия управляя при этом входящим и исходящим воздушными потоками. Достижение поршня заданного положения происходит в том случае, если сигнал рассогласования между заданным положением и фактическим положением, полученным от датчика обратной связи будет равен нулю.

Математическая модель сложной динамической системы, к которой относится электропневматическая система, представляет взаимосвязи между переменными, которые характеризуют поведение системы, исходя из уравнения движения механической части устройства, а так же из уравнений, характеризующих термодинамические и газодинамические процессы, происходящие в полостях цилиндра [12, 13]:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= a_{21} \cdot x_3 - a_{22} \cdot x_4 - a_{23} \cdot x_2 - a_{24}; \\ \dot{x}_3 &= \left[ a_{31} \cdot (x_1 + l_{01})^{-1} \cdot U_{1f} \cdot \sqrt{p_m^2 - x_3^2} \right] - \frac{kx_3x_2}{(x_1 + l_{01})}; \\ \dot{x}_4 &= - \left[ a_{41} \cdot (a_{42} - x_1)^{-1} \cdot U_{2f} \cdot \left( \frac{x_4}{p_a} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{x_4^2 - p_a^2} \right] + \frac{kx_4x_2}{(a_{42} - x_1)}. \end{aligned} \quad (1)$$

В математическую модель для упрощенного представления и дальнейшего анализа введены следующие коэффициенты:  $a_{21} = \frac{S_1}{M}$ ;  $a_{22} = \frac{S_2}{M}$ ;  $a_{23} = \frac{k_{\text{ВТР}}}{M}$ ;  $a_{24} = \frac{P_a(S_1 - S_2)}{M}$ ;  $a_{31} = \frac{k\sqrt{RT_M}}{S_1\sqrt{\xi}}$ ;  $a_{41} = \frac{k\sqrt{RT_M}}{S_2\sqrt{\xi}}$ ;  $a_{42} = (L + l_{02})$ .

В модели следующие параметры обозначены как:  $x_1$  – координата перемещения поршня  $l$ ;  $x_2$  – скорость перемещения движущихся масс  $V$ ;  $x_3$  – давление в камере наполнения  $p_1$ ;  $x_4$  – давление в камере слива  $p_2$ ;  $M$  – масса подвижной части поршня и штока, включая массу объекта управления, который механически связан со штоком;  $S_1$  и  $S_2$  – эффективные площади поршневой и штоковой полостей пневмоцилиндра соответственно;  $k_{\text{ВТР}}$  – коэффициент вязкого трения;  $T_M$  – абсолютная температура газа;  $k$  – показатель адиабаты для воздуха;  $R$  – универсальная газовая постоянная;  $l_{01}$  – начальная координата положения поршня;  $l_{02}$  – конечная координата положения поршня;  $\xi$  – суммарный коэффициент сопротивления входящих в линию дросселей,  $p_m$  – уровень давления на входе магистрали;  $p_a$  – атмосферное давление. Управлениями  $U_{1f}$  и  $U_{2f}$  являются площади поперечного сечения отверстий первого и второго пневмораспределителей которые находятся в правых частях математической модели.

На изменения фазовых переменных в пространстве состояния системы, а так же на точность ее управления естественным образом влияют возмущения, возникающие в процессе реальной эксплуатации пневматической системы.

К подобным возмущающим воздействиям можно отнести периодическое изменение массы нагрузки на определенном временном интервале, а так же влияние силы трения, потери сжатого воздуха в распределительных устройствах, возможные люфты в различных механических соединениях пневматической линии и т.д.

Учет влияния возникающих в процессе функционирования системы возмущений позволяет использование адаптивного принципа управления, направленного на самоорганизацию работы системы таким образом, чтобы достичь цели управления, несмотря на имеющиеся препятствия.

#### СИНТЕЗ СИНЕРГЕТИЧЕСКОГО ЗАКОНА УПРАВЛЕНИЯ ПОДАВЛЯЮЩЕГО КУСОЧНО-ПОСТОЯННОЕ ВОЗМУЩЕНИЕ

Известно, что одной из технологических задач выполняемых пневматической системой является перемещение объектов на заданное положение. На рис. 2 приведен один из примеров использования пневмоприводов для групповой укладке продукции и перемещения паллет на конвейер [14].

При этом внешним возмущающим воздействием является изменение массы нагрузки на определенном временном интервале, которое математически описывается кусочно-постоянной функцией.



Поставим задачу синтезировать синергетический закон управления положением поршня  $x_1$ , путем изменения давлений в полости наполнения  $x_3$  и полости выхлопа  $x_4$  пневмопривода, с помощью управляющих воздействий  $U_{1f}$  и  $U_{2f}$ . При этом синтезированный закон должен подавлять внешнее возмущение в виде кусочно-постоянной функции.

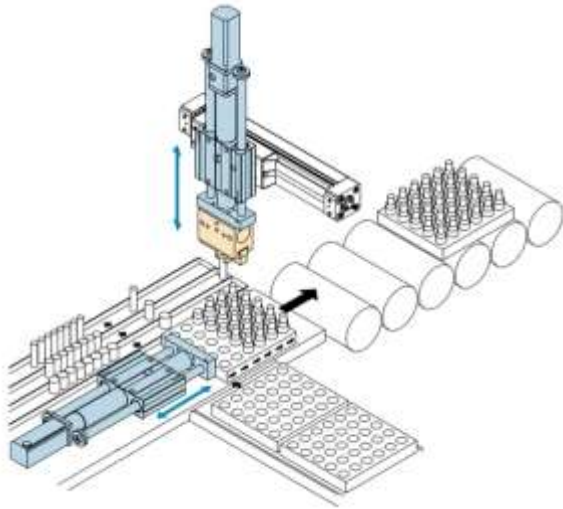


Рис. 2. Пневматическая система групповой укладки продукции и перемещения паллет

Введем внешнее возмущение, которое имеет характеристику кусочно-постоянной во времени функции:  $x_5 = const$  в правую часть второго уравнения (1), описывающего динамику движения пневмопривода [15,16]:

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= x_2; \\ \dot{x}_2 &= a_{21} \cdot x_3 - a_{22} \cdot x_4 - a_{23} \cdot x_2 - a_{24} - x_5; \\ \dot{x}_3 &= \left[ a_{31} \cdot (x_1 + l_{01})^{-1} \cdot U_{1f} \cdot \sqrt{p_m^2 - x_3^2} \right] - \frac{kx_3x_2}{(x_1 + l_{01})}; \\ \dot{x}_4 &= - \left[ a_{41} \cdot (a_{42} - x_1)^{-1} \cdot U_{2f} \cdot \left( \frac{x_4}{p_A} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{x_4^2 - p_A^2} \right] + \frac{kx_4x_2}{(a_{42} - x_1)}; \\ \dot{x}_5 &= 0. \end{aligned} \quad (2)$$

Исходя из целей управления  $x_1 = x_1^*$ ;  $x_4 = x_3$ , где  $x_1$  – текущее положение штока, а  $x_1^*$  – требуемое значение, введем следующую совокупность инвариантных многообразий:

$$\begin{aligned} \psi_1 &= x_4 - x_3 = 0, \\ \psi_2 &= x_3 - \varphi_1(x_1, x_2) = 0. \end{aligned} \quad (3)$$

Во второе многообразие (3) входит некоторая функция  $\varphi_1(x_1, x_2)$ , которая определяет желаемый характер изменения давления  $x_3$  на пересечении инвариантных многообразий  $\psi_1 = 0$  и  $\psi_2 = 0$ . Эта функция  $\varphi_1(x_1, x_2)$ , определяется в ходе процедуры синтеза законов управления.

Согласно методу синергетической теории управления введенные многообразия (3) должны удовлетворять следующим функциональным уравнениям [17]:

$$\begin{cases} T_1 \dot{\psi}_1(t) + \psi_1 = 0, \\ T_2 \dot{\psi}_2(t) + \psi_2 = 0, \end{cases} \quad (4)$$

где  $T_1 > 0$  и  $T_2 > 0$  обеспечивают условия асимптотической устойчивости движения системы.

При попадании изображающей точки системы на пересечение многообразий  $\psi_1 = \psi_2 = 0$  происходит точная динамическая декомпозиция системы (2) и динамика замкнутой системы описывается уравнениями:

$$\begin{cases} \frac{dx_1}{dt} = x_2; \\ \frac{dx_2}{dt} = a_{21} \cdot \varphi_1(x_1, x_2) - a_{22} \cdot x_4^* - a_{23} \cdot x_2 - x_5. \end{cases} \quad (5)$$

Функция  $\varphi_1(x_1, x_2)$ , в декомпозированной системе (5), непосредственно влияет на перемещение и скорость штока.

На втором этапе синтеза для поиска управления и, следовательно, определения функции  $\varphi_1(x_1, x_2)$ , вводится дополнительное инвариантное многообразие, которое должно обеспечить устойчивость замкнутой системы [18-20]. Исходя из этого введем многообразие:

$$\psi_3 = x_2 - k(x_1 - x_1^*) = 0. \quad (6)$$

Для того, чтобы выполнялось условие  $\dot{\psi}_3 = 0$  макропеременная  $\psi_3$  должна удовлетворять решению функционального уравнения:

$$T_3 \dot{\psi}_3(t) + \psi_3 = 0, \quad (7)$$

где  $T_3 > 0$  условие асимптотической устойчивости движения изображающей точки системы к инвариантному многообразию.

Подставим (6) в (7) для определения внутреннего управления  $\varphi_1$ :

$$T_3(\dot{x}_2 - k\dot{x}_1) + x_2 - k(x_1 - x_1^*) = 0. \quad (8)$$

Далее в уравнение (8) подставляются уравнения декомпозированной системы (5) в результате чего получается выражение:

$$T_3[(a_{21}\varphi_1(x_1, x_2) - a_{22}x_4^* - a_{23}x_2 - a_{24} - x_5) - kx_2] + x_2 - k(x_1 - x_1^*) = 0. \quad (9)$$

Выразим внутреннее управление  $\varphi_1$  из выражения (9):

$$\varphi_1 = a_{21}^{-1} \cdot [a_{22}x_4^* - a_{23}x_2 - a_{24} - x_5 + kx_2] - (T_3 a_{21})^{-1} \cdot [x_2 - k(x_1 - x_1^*)]. \quad (10)$$

Совместное решение уравнений (10) и (3) с учетом функциональных уравнений (4), и модели (2) позволяет найти закон управления относительно напряжений на пневмораспределителях:

$$\begin{aligned} U_{1f} &= \frac{T_2(\lambda_1 + \lambda_2 + \lambda_4) - x_3 + \lambda_5}{T_2\lambda_3}; \\ U_{2f} &= \frac{T_1(\lambda_3 U_1 + \lambda_4 + \lambda_7) - x_4 + x_3}{-T_1\lambda_6}, \end{aligned} \quad (11)$$

где:

$$\begin{aligned} \lambda_1 &= -\frac{kx_2}{T_3(a_{22} + a_{21})}; \\ \lambda_2 &= \frac{(T_3k + T_3a_{23} - 1)(a_{21}x_3 - a_{22}x_4 - a_{23}x_2 - a_{24} - x_5)}{T_3(a_{22} + a_{21})}; \\ \lambda_3 &= \frac{a_{31}\sqrt{p_m^2 - x_3^2}}{x_1 + l_{01}}; \lambda_4 = \frac{kx_3x_2}{(x_1 + l_{01})}; \\ \lambda_5 &= \frac{T_3(kx_2 + x_5 + a_{23}x_2 + a_{24}) + k(x_1 - x_1^*) - x_2}{T_3(a_{21} - a_{22})}; \\ \lambda_6 &= \frac{a_{41}(x_4/P_m)^{\frac{k-1}{2k}} \cdot \sqrt{x_4^2 - p_A^2}}{a_{42} - x_1}; \lambda_7 = \frac{kx_4x_2}{a_{42} - x_1}. \end{aligned}$$

Важно отметить, что достоинством синтезированных нелинейных законов управления является возможность их получения аналитическим путем, с помощью совместного решения введенных макропеременных и функциональных уравнений, гарантирующих их устойчивость.

При этом управляющие воздействия обеспечивают асимптотическую устойчивость замкнутой системы при выполнении желаемых целей управления.

В виду большой размерности электропневматической системы не представляется возможным построить фазовый портрет системы, однако с позиции представления поведения системы в фазовом пространстве можно сделать следующее заключение: время движения, за которое изображающая точка системы попадет в окрестность пересечения инвариантных многообразий  $\psi_1$  и  $\psi_2$  определяется постоянными времени  $T_1$  и  $T_2$ .

После попадания в окрестность многообразий декомпозированная система неизбежно асимптотически будет смещаться в точку, соответствующую цели управления:  $x_1 = x_1^*$ ,  $x_3 = x_4$ , за время, значение которого характеризуется постоянной времени  $T_3$ .

#### МОДЕЛИРОВАНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ

Полученные аналитическим путем законы управления были смоделированы с использованием пакета Maple методом численного решения дифференциальных уравнений. Начальные условия, а так же параметры электропневматической системы имеют следующие значения: масса поршня  $M = 0.5$  кг;  $S_1 = 0.0008$  м<sup>2</sup> – площадь бесштоковой поверхности, определяется по диаметру цилиндра  $d = 0.032$  м;  $S_2 = 0.0006$  м<sup>2</sup> – площадь штоковой поверхности; коэффициент вязкого трения  $k_{втр} = 100$ ; площади проходных сечений пневмораспределителя  $f_1 = f_2 = 1,2 \cdot 10^{-5}$  м<sup>2</sup>; начальная и конечная координаты расположения поршня  $l_{01} = l_{02} = 0.002$  м; длина хода поршня  $L = 0.2$  м; коэффициенты сопротивлений дросселя в полости цилиндра  $\xi_1 = \xi_2 = 30$ ; значение давления в линии  $P_M = 5 \cdot 10^5$  Па; внешнее атмосферное давление;  $P_a = 1 \cdot 10^5$  Па.

Возмущение в математическую модель вводилось как кусочно-постоянная функция:  $x_5 = 1$ . Значения инвариантов:  $x_1^* = 0,1$  м;  $x_3 = x_4 = 10^5$  Па. Параметры регулятора - постоянные времени:  $T_1 = T_2 = T_3 = 0,3$  с.; коэффициенты:  $k = -3$ .

На рисунках 1-4 представлены изменения фазовых переменных и управляющих воздействий при кусочно-постоянном воздействии.

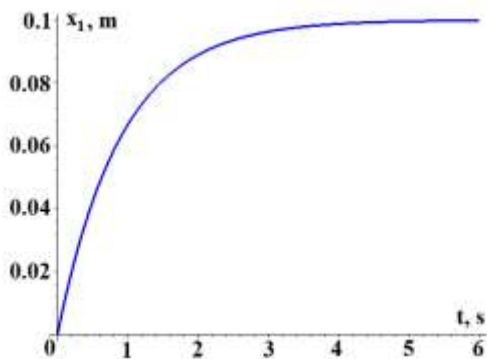


Рис 3. График перемещения поршня

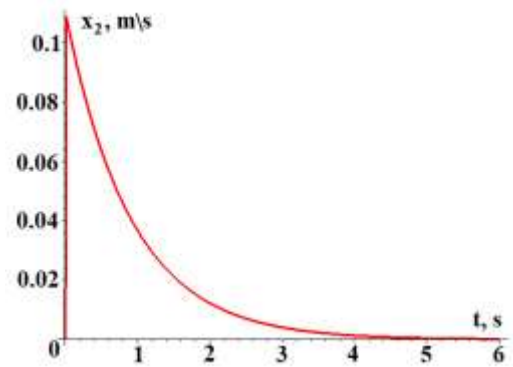


Рис 4. График скорости поршня

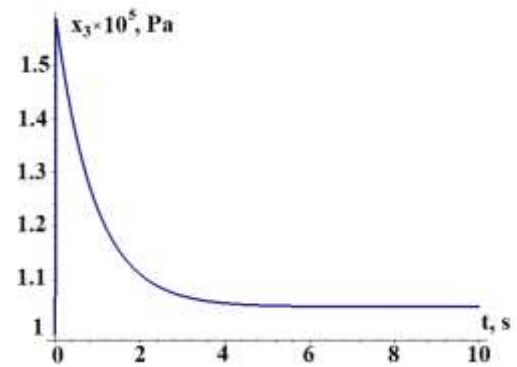


Рис 5. График изменения давления во входной камере

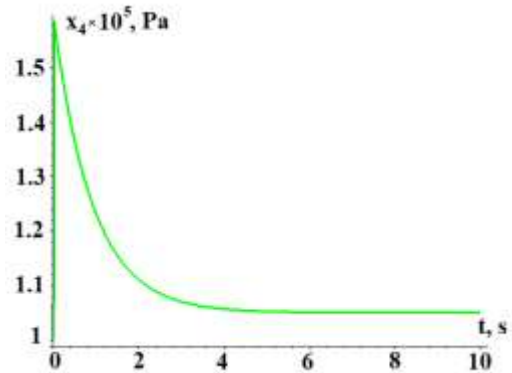


Рис 6. График изменения давления в выхлопной камере

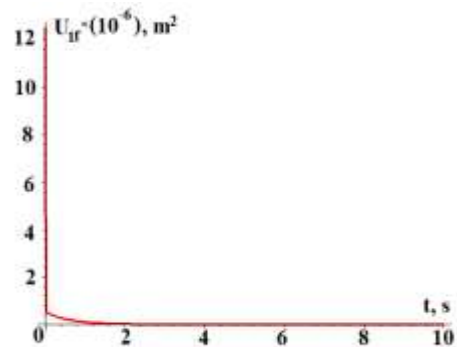


Рис 7. График изменения площади сечения входного пневмораспределителя

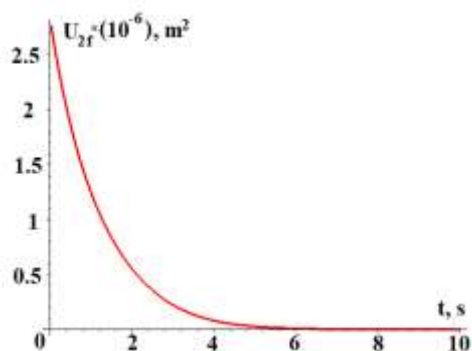


Рис 8. График изменения площади сечения выхлопного пневмораспределителя

На основании представленных графиков переменных состояния системы можно сделать вывод, что синтезированный закон управления обеспечивает заданные цели управления и подавляет кусочно-постоянное возмущение.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Синтезированы законы управления, на основе нелинейной модели пневматической системы, с использованием синергетического метода аналитического конструирования агрегированных регуляторов.

Нелинейные законы управления позволяют подавлять введенные в модель возмущающие воздействия в виде кусочно-постоянной функции. Подобная функция наиболее точно описывает внешние воздействия имеющие место в технологических задачах позиционирования и прессования с применением пневматических систем.

Важным достоинством синтезированных нелинейных законов управления является возможность их получения аналитическим путем, с помощью совместного решения введенных макропеременных и функциональных уравнений, гарантирующих их устойчивость. При этом управляющие воздействия обеспечивает асимптотическую устойчивость замкнутой системы при выполнении желаемых целей управления, что доказывают приведенные графики переменных состояния пневматической системы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Cai S. Cylinder position servo control based on fuzzy PID / S. Cai, S. Wu, and G. Bao // *Journal of Applied Mathematics*.—2013.— P. —1-10.
2. Mu S. Experimental study on learning of neural network using particle swarm optimization in predictive fuzzy for pneumatic servo system / S. Mu, S. Shibata, T. Yamamoto, S. Goto, S. Nakashima, K. Tanaka // *International Symposium on Artificial Intelligence and Robotics ISAIR 2018: Cognitive Internet of Things: Frameworks, Tools and Applications*. — pp. 323-332.
3. Дьяченко П.А. Быстродействующая нейросетевая система релейного управления позиционно-следящим пневмоприводом в условиях его существенной неопределенности: дисс.. к-та техн. наук: 05.13.06 / П.А. Дьяченко; Дальневосточный гос. техн. ун-т. — Владивосток. — 2010. — 155с.
4. Nazari V. Improved position tracking performance of a pneumatic actuator using a fuzzy logic controller with veloc-

ity, system lag and friction compensation / V. Nazari, B. Surgenor // *International Journal of Control, Automation and Systems*. —2016. — Vol.14, — iss. 5— P. 1376–1388.

5. Meng D. Integrated direct/indirect adaptive robust motion trajectory tracking control of pneumatic cylinders /D. Meng, G. Tao, X. Zhu // *International Journal of Control*. — 2013. —Vol. 86, — P.1620–1633.

6. Zhu X. Synchronization strategy research of pneumatic servo system based on separate control of meter-in and meter-out /X. Zhu, J. Cao, G. Tao, B.Yao // *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*. — 2009. P.24 – 29.

7. Ayadi A. Modeling and sliding mode control of an electropneumatic system / A. Ayadi, S. Hajji, M. Smaoui, and A. Chaari. // *In 22nd Mediterranean Conference on Control and Automation (MED)*, Palermo, Italy, June 2014, pp. 936-941.

8. Falcão Carneiro J. Accurate motion control of a servopneumatic system using integral sliding mode control / J. Falcão Carneiro, F. Gomes de Almeida // *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*. —2015. —Vol.77, — iss. 9–12, P. 1533–1548.

9. Kolesnikov A.A. Introduction of synergetic control, *Proceedings of the American Control Conference*, 2014, PP. 3013-3016.

10. Колесников А.А. Синергетические методы управления сложными системами: теория системного синтеза. — Изд. 2-е. — М.: Либроком, 2012. — 237 с.

11. Современная прикладная теория управления: Синергетический подход в теории управления / Под ред. А.А. Колесникова. — Таганрог: Изд-во ТРТУ, 2000. — Ч.II. — 400 с.

12. Донской А.С. Математическое моделирование процессов в пневматических приводах: учеб. пособие. — СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, — 2009. — 122 с.

13. Попов Д.Н. Механика гидро- и пневмоприводов: Учеб. для вузов. 2-е изд. стереотип. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, — 2002. — 320с.

14. Camozzi Automation, Автоматизация технологических процессов и производств [www.camozzi.ru](http://www.camozzi.ru) (дата обращения 22.01.20)

15. Kuz'menko A.A., Synitsin, A.S., Zyryanova, A.A. The use of integral adaptation principle to increase the reliability of synchronous generator nonlinear excitation system. *Proceedings of 6th International Congress on Ultra Modern Telecommunications and Control Systems and Workshops (ICUMT-2014)*. 6-8 October 2014, St.Petersburg, Russia. p. 415-420.

16. Kuz'menko A. A., Kolesnikov, A. A., Kolesnitchenko, D. A. (2015). Novel robust control of hydrogenerator: The synergetic approach. *IFAC-PapersOnLine*, 48(11), 451-456. doi:10.1016/j.ifacol.2015.09.227

17. Веселов Г.Е. Прикладная теория синергетического синтеза иерархических систем управления / Г.Е. Веселов // *Известия ТРТУ. Тематический выпуск. Прикладная синергетика и системный синтез*. — 2006. — №5. — С. 66-76.

18. Веселов Г.Е. Синтез системы управления адаптивной подвеской с учётом физических ограничений амортизатора / Г.Е. Веселов, Сеницын А.С. // *Известия ЮФУ. Технические науки*. — 2015. — № 7 (168). — С. 170-184.

19. Веселов Г.Е. Теория иерархического управления сложными системами: синергетический подход // в сбор-

---

нике: VIII Всероссийская научная конференция «Системный синтез и прикладная синергетика». — Южный федеральный университет. — 2017. — С. 23-43.

20. Колесников А.А., Веселов Г.Е., Попов А.Н., Колесников Ал.А., Топчиев Б.В., Мушенко А.С., Кобзев В.А.

Синергетические методы управления сложными системами: механические и электромеханические системы. — Изд. 2. — М.: ЛИБРОКОМ, 2013 — 304 с.

# Synthesis of the Adaptive Law of Controlling a Pneumatic System that Suppresses Piecewise-Constant Disturbance

Obukhova E.N.

Don State Technical University

Rostov on Don, Russia

elena21@spark-mail.ru

*Abstract.* The synthesis of control laws is still a complex, ambiguous and requiring a creative approach to its solution. In this case, a significant expansion of the functional capabilities of the pneumatic drive is achieved by introducing into the pneumatic system the precise organization of control of its elements. Currently, research is being carried out in this direction by both Russian and foreign scientists using the classical linear laws of control, the adaptive control methodology, as well as the modern apparatus of fuzzy logic and neural networks. The aim of this work is to develop

an astatic non-linear synergistic regulator to suppress disturbing influences in the form of piecewise constant functions arising in electro-pneumatic systems. The control actions were synthesized using the method of analytical design of aggregated controllers (AKAR), which is part of the concept of synergetic control theory.

*Keywords:* invariant manifolds, piecewise constant perturbation, phase variables.

# Комбинированный алгоритм управления угловыми скоростями осесимметричного летательного аппарата

Волкова А. А., Трофименко В. Н., Харченко Л. Н.  
Донской государственный технический университет  
Ростов-на-Дону, Россия  
Nasty1998.nasty@mail.ru, trofimvn@mail.ru,  
snoopy161ru@gmail.com

Трофименко В. Н.  
Ростовский государственный университет путей  
сообщения  
Ростов-на-Дону, Россия  
trofimvn@mail.ru

**Аннотация.** В различных условиях функционирования эффективность алгоритмов управления может изменяться. Построение алгоритмов управления на основе различных структур дает возможность повысить эффективность функционирования управляющих систем. Оптимальный синтез на основе принципа объединенного максимума позволяет получить алгоритм, оптимальный по быстродействию. Но дискретный характер управляющих воздействий приводит к появлению скользящего режима. Оптимальный синтез на основе прогнозирующей модели позволяет получить алгоритм, не приводящий к скользящему режиму. Поэтому точность достижения цели управления по методу прогнозирующей модели выше. Но времени для достижения цели управления требуется больше. В работе представлен алгоритм комбинированного управления стабилизацией угловых скоростей осесимметричного летательного аппарата. Алгоритм реализован на основе принципа объединенного максимума и на основе метода прогнозирующей модели. Процедура перехода между управляющими алгоритмами реализована на основе инструментов нечетко-логического вывода. Представлены результаты моделирования, подтверждающие эффективность предложенного комбинированного алгоритма управления.

**Ключевые слова:** осесимметричный летательный аппарат, угловые скорости, оптимальное управление, прогнозирующая модель, объединенный принцип максимума, нечеткое управление.

## ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время беспилотные летательные аппараты (ЛА) широко используются в различных отраслях экономики. Например, это мониторинг сельскохозяйственных угодий и контроль лесных пространств на наличие возгораний, археология и градостроительство, геологоразведка и горнодобыча контроль на автомобильных трассах и на железных дорогах, обеспечение связи, любительская видеосъемка и другие применения [1]. Беспилотные летательные аппараты относятся к сложным техническим системам. При синтезе алгоритмов управления сложными объектами большую роль играет объем вычислений. В последнее время аналитические методы синтеза в системах управления занимают важное значение, поскольку они позволяют рационально использовать законы управления и освобождают вычислительные мощности для решения задач интеллектуального анализа данных, идентификации, прогнозирования, принятия решений [2-6].

К задачам управления, решаемым на борту беспилотных летательных аппаратов, относятся задачи управления

угловым движением. Одной из таких задач является стабилизация угловых скоростей. Некоторые из таких объектов (осесимметричные спутники, квадрокоптеры) в первом приближении можно представить в виде осесимметричного твердого тела.

Алгоритмы управления скоростями твердого тела, основанные на методах объединенного принципа максимума [6-9] и прогнозирующей модели [10-13] характеризуются хорошей вычислительной эффективностью. Это объясняется тем, что законы управления угловыми скоростями для осесимметричного твердого тела получены в аналитическом виде – в замкнутой форме. Но эти законы обладают особенностями, которые нужно учитывать:

управление на основе объединенного принципа максимума реализуется в условиях ограничений на управление, однако оно приводит к режиму скольжения на линии переключения [14];

метод прогнозирующей модели свободен от режима скольжения, позволяет с высокой точностью достичь требуемой точки фазового пространства, однако в процедуре синтеза не учитываются ограничения на управление [10-14].

Построение алгоритмов управления на основе различных оптимизационных структур дает возможность повысить эффективность функционирования управляющих систем. Предложения по их совместному использованию представлены в [14, 15]. В работе [14] показано, что процедура перехода между алгоритмами может быть реализована на основе инструментов нечетко-логического вывода.

В настоящей работе представлен комбинированный алгоритм управления стабилизацией угловых скоростей осесимметричного летательного аппарата. Алгоритм объединяет аналитические законы управления, основанные на принципе объединенного максимума и на методе прогнозирующей модели.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Угловое движение твердого тела с одной осью симметрии описывается уравнениями [16]:

$$\begin{aligned} \dot{\omega}_1 + A\omega_2\omega_3 &= u_1, & \omega_1(t) \Big|_{t=t_1} &= \omega_{s1}, \\ \dot{\omega}_2 - A\omega_1\omega_3 &= u_2, & \omega_2(t) \Big|_{t=t_1} &= \omega_{s2}, \\ \dot{\omega}_3 &= u_3, & \omega_3(t) \Big|_{t=t_1} &= \omega_{s3}, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $A$  – приведенный момент инерции;  $\omega_1, \omega_2, \omega_3$  – угловые скорости;  $u_1, u_2, u_3$  – нормированные управляющие моменты (управления); точка над переменной обозначает дифференцирование по времени.

Обозначим векторы угловых скоростей и управлений:

$$\omega = (\omega_1, \omega_2, \omega_3)^T, \quad u = (u_1, u_2, u_3)^T,$$

где  $T$  – символ транспонирования.

При необходимости указать конкретный момент времени в скобках за обозначением вектора будем указывать момент времени. Например,  $\omega(t_1)$  – вектор угловых скоростей в момент времени  $t_1$ .

Для оценки качества управления выберем функционалы быстродействия и точности.

Требуется найти управление, которое переведет систему (1) из состояния  $\omega(t_1)$  в состояние  $\omega(t_2)$ , при этом на области фазового пространства «вдали» от терминальной точки управление оптимизируется по критерию быстродействия, а в «малой» окрестности по критерию точности. Термы «вдали» и «малая» имеют нечеткие определения и требуют описания на основе правил нечеткого логического вывода.

#### АЛГОРИТМ УПРАВЛЕНИЯ УГЛОВЫМИ СКОРОСТЯМИ

##### А. Алгоритм на основе объединенного принципа максимума

В основу метода объединенного принципа максимума (ОПМ) положен метод Лагранжа, согласно которому уравнения движения (1) можно получить на основе использования экстремальных свойств функционала вида [6, 7]

$$J_2 = \int_{t_1}^{t_2} F(\omega) dt + \lambda \int_{t_1}^{t_2} (T + A) dt, \quad (2)$$

где  $T$  – кинетическая энергия системы;  $A$  – работа сил управления;  $\lambda$  – множитель Лагранжа;  $F(\omega)$  – положительно определенная функция, определяемая кинематическими соотношениями между угловыми скоростями  $\omega$  и производными от обобщенных угловых координат.

Найдем экстремум функционала (2) в классе допустимых управлений. Для этого положим, что  $\tilde{u}$  – вектор оптимальных управлений, тогда любое отклонение от этого управления ведет к увеличению приращения функционала  $\Delta J_2$ .

$$\begin{aligned} \Delta J_2 &= \sum_{i=1}^3 \left\{ \lambda [Q_i(u) - Q_i(\tilde{u})] + \left[ \frac{\partial F(u)}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial F(\tilde{u})}{\partial \dot{q}_i} \right] \dot{q}_i \Delta t + \right. \\ &+ \int_{\tau}^{t_2} \left[ -\dot{\lambda} \sum_{i=1}^3 \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \delta q_i \right] dt + \int_{\tau}^{t_2} \sum_{i=1}^3 \frac{\partial F(\tilde{u})}{\partial \dot{q}_i} \delta q_i dt > 0, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $Q_i$  – обобщенные силы соответствующих обобщенных координат  $q_i$ , производящих работу

$$A = \sum_{i=1}^3 \int_{q(t_1)}^{q(t_2)} Q_i(u) dq_i. \quad (4)$$

Множитель Лагранжа  $\lambda$  имеет достаточную степень свободы, чтобы положить  $\dot{\lambda} = 0$ . Тогда, учитывая условие оптимальности  $\Delta J_2 \geq 0$ , непрерывности и знакоположительности кинематической функции  $F > 0$ , имеем условие оптимальности управления:

$$\lambda \sum_{i=1}^3 [Q_i(u) - Q_i(\tilde{u})] \dot{q}_i + \sum_{i=1}^3 \left[ \frac{\partial F(u)}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial F(\tilde{u})}{\partial \dot{q}_i} \right] \dot{q}_i \geq 0. \quad (5)$$

Следовательно, правило оптимального управления определяется как

$$\sum_{i=1}^3 \left[ \lambda Q_i(\tilde{u}) + \frac{\partial F(\tilde{u})}{\partial \dot{q}_i} \right] \dot{q}_i = \max_{u \in U} \sum_{i=1}^3 \left[ \lambda Q_i(u) + \frac{\partial F(u)}{\partial \dot{q}_i} \right] \dot{q}_i. \quad (6)$$

Переходя от обобщенных скоростей  $\dot{q}$  и координат  $q$  к угловым скоростям  $\omega$  и управляющим моментам, получаем закон управления

$$\sum_{i=1}^3 \left[ \lambda \tilde{u}_i + \frac{\partial F}{\partial \omega} \right] \omega_i = \max_{u \in U} \sum_{i=1}^3 \left[ \lambda u_i + \frac{\partial F(u)}{\partial \omega_i} \right] \omega_i. \quad (7)$$

Для функционала быстродействия  $F=1$  и при ограничении на управления вида  $u_i \leq |U_i|$ ,  $i = \overline{1, 3}$  оптимальный закон управления преобразуется в функцию переключения [Ошибка! Залка не определена.]

$$\tilde{u}_i = U_i \cdot \text{sign} \left( \frac{\omega_i}{\lambda} \right). \quad (8)$$

На рис. 1 представлена динамика угловых скоростей, полученная в результате моделирования управления по алгоритму (8).

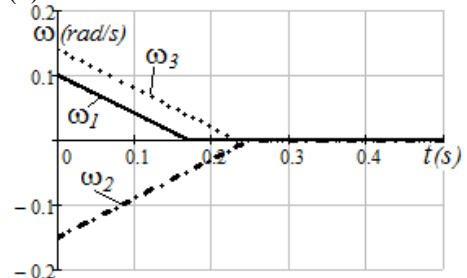


Рис. 1. Динамика угловых скоростей (управление ОПМ)

Начальные значения угловых скоростей при моделировании составили  $\omega(t_0) = (0.1, -0.15, 0.14)^T$ , рад/с, ограничения на нормированные управляющие моменты –  $\pm 0.6$  рад/с<sup>2</sup>.

По каналу  $\omega_1$  скользящий режим начинается с 0.17 с, по каналу  $\omega_2$  – с 0.25 с, каналу  $\omega_3$  – с 0.23 с. Точность достижения конечных значений определяется скользящим режимом – 0.001 рад/с. Соответственно, затраты на управление на временном интервале 0.25 с составили 0.27 рад<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>.

##### В. Алгоритм на основе прогнозирующей модели

Как доказано в [11], для динамического объекта, описываемого уравнением

$$\dot{x} = \varphi(x, t) + u, \quad u \in \mathbb{R}^m, \quad x \in \mathbb{R}^n, \quad (9)$$

оптимальное управление  $u_0$  определяется на основе минимизации функционала Красовского [17]

$$J = V(x(t), x(t_2)) + \int_{t_1}^{t_2} Q(x, t) dt + \frac{1}{2} \int_{t_1}^{t_2} (u^T k^{-1} u + u_0^T k^{-1} u_0) dt \quad (10)$$

и определяется выражением

$$u_0(t) = -k \left[ \int_t^{t_2} (G^T(s, t) \dot{Q}_x) ds + G^T(t_2, t) \dot{V}_x \right]. \quad (11)$$

В выражениях (9–11)  $x$  – вектор состояния объекта,  $u$  – вектор оптимизируемых управляющих воздействий,  $V(x(t), x(t_2))$ ,  $Q(x, t)$  – заданные положительно определенные дифференцируемые функции,  $k = \text{diag}(k_1, k_2, \dots, k_m)$  – диагональная матрица заданных коэффициентов. Фундаментальная матрица  $G(s, t)$  и векторы частных производных  $\dot{Q}_x$ ,  $\dot{V}_x$  соответствующих функций определяются на решениях свободного движения системы

$$\dot{x} = \varphi(x, s), \quad x(s) \Big|_{s=t} = x(t), \quad s \in [t, t_2], \quad (12)$$

причем, фундаментальная матрица  $G(s, t)$  определяется решением следующего уравнения:

$$\frac{\partial G(s, t)}{\partial s} = F_x \cdot G(s, t), \quad G(s, t) \Big|_{s=t} = I, \quad (13)$$

где  $I$  – единичная матрица,  $F_x$  – матрица Якоби уравнения движения объекта (9), а  $s$  – ускоренное (прогнозируемое) время.

Вектор оптимальных управлений  $u_0$ , переводящий систему (1) из состояния  $\omega(t_1)$  в состояние  $\omega(t_2)$  и минимизирующий функционал вида (11), определяется выражением:

$$u_0(t) = -k \left[ \int_t^{t_2} (G^T(s, t) q \omega(s, t)) ds + G^T(t_2, t) \cdot \frac{\partial V(\omega(t_2))}{\partial \omega(t_2)} \right], \quad (11)$$

где  $\partial V / \partial \omega$  – производная терминанты по вектору  $\omega(t_2)$  определяется выражением

$$\frac{\partial V}{\partial \omega} \Big|_{t=t_2} = \left[ \frac{\partial V}{\partial \omega_{1k}}, \frac{\partial V}{\partial \omega_{2k}}, \frac{\partial V}{\partial \omega_{3k}} \right]^T. \quad (12)$$

Для осесимметричного твердого тела найден аналитический закон управления [12, 13]

$$u_1(t) = -k_1 \left\{ \omega_1 (q_1 + q_2) (t_2 - t) - \frac{q_1 - q_2}{2\alpha} [\omega_1 \sin 2\gamma - \omega_2 (\cos 2\gamma - 1)] + \omega_1 (m_1 + m_2) + (m_1 - m_2) \times \right. \\ \left. \times (\omega_1 \cos 2\gamma + \omega_2 \sin 2\gamma) - 2m_1 \omega_{1k} \cos \gamma + 2m_2 \omega_{2k} \sin \gamma \right\}, \quad (13)$$

$$u_2(t) = -k_2 \left\{ \omega_2 (q_1 + q_2) (t_2 - t) + \frac{q_1 - q_2}{2\alpha} [\omega_2 \sin 2\gamma - \omega_1 (\cos 2\gamma - 1)] + \omega_2 (m_1 + m_2) + (m_1 - m_2) \times \right. \\ \left. \times (\omega_1 \sin 2\gamma - \omega_2 \cos 2\gamma) - 2m_1 \omega_{1k} \sin \gamma - 2m_2 \omega_{2k} \cos \gamma \right\}, \quad (14)$$

$$u_3(t) = -k_3 \left\{ \omega_3 q_3 (t_2 - t) + \frac{q_1 - q_2}{4\alpha^2} [(\omega_2^2 - \omega_1^2) (\sin 2\gamma - 2\gamma \cos 2\gamma) - 4\omega_1 \omega_2 (\cos 2\gamma + 2\gamma \sin 2\gamma - 1)] + 2m_3 \times \right. \\ \left. \times (\omega_3 - \omega_{3k}) + A(m_1 - m_2) (t - t_2) [(\omega_2^2 - \omega_1^2) \sin 2\gamma + 2\omega_1 \omega_2 \cos 2\gamma] + 2A(t - t_2) [m_1 \omega_{1k} (\omega_1 \sin \gamma - \omega_2 \cos \gamma) + m_2 \omega_{2k} (\omega_1 \cos \gamma + \omega_2 \sin \gamma)] \right\}, \quad (15)$$

В формулах (13–15)  $\alpha = A\omega_3(t)$ ;  $\gamma = A\omega_3(t)(t - t_2)$ ; матрицы  $k$ ,  $q$ ,  $m$  имеют диагональный вид. Элементы матрицы  $k$  в выражениях (13–15) имеют смысл коэффициентов усиления системы управления.

На рис. 2 представлена динамика управления на основе ПМ. Особенностью управления на основе прогнозирующей модели является отсутствие скользящего режима и, следовательно, уменьшение ошибки управления.

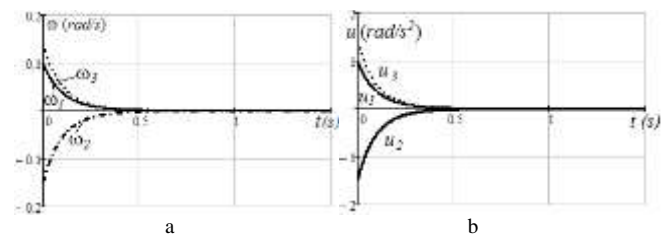


Рис. 2. Динамика угловых скоростей (а) и управлений (б) (моделирование по ПМ)

Результаты моделирования управления по алгоритму (13–15):

- интервал времени, на котором достигается точность 0.001 рад/с, равен 0.58 с;
- интервал времени, на котором достигается точность 0.0001 рад/с, равен 0.96 с;
- приведенные затраты на управление составили 0.255 рад<sup>2</sup>/с<sup>3</sup>.

### С. Формирование функций принадлежности комбинированного алгоритма управления

Повышение эффективности управления угловыми скоростями ЛА достигается комбинированием метода объединенного принципа максимума и метода прогнозирующей

модели в одном алгоритме на основе аппарата нечетких множеств.

В работе [14] представлены результаты моделирования управления осесимметричным ЛА как на основе метода объединенного принципа максимума, так и на основе метода прогнозирующей модели. В фазовом пространстве движения объекта (1) выявлены области переключения в скользящем режиме при управлении по методу объединенного принципа максимума. Эти области являются теми областями неопределенности фазового пространства, при достижении которых принимается решение о переключении алгоритма управления с оптимизации по методу объединенного принципа максимума на оптимизацию по методу на основе прогнозирующей модели. Основываясь на результатах работы [14], определяем границы терма «вдали» по координате  $\omega$  равными  $\pm 0.04 \text{ с}^{-2}$ . Границы терма «малая» задаем значениями  $\pm 0.02 \text{ с}^{-2}$ .

Для переключения алгоритмов выбраны трапециевидные функции принадлежности  $f_1(\omega)$  и  $f_2(\omega)$  [18-21], представленные на Рис. 3. Функция  $f_1(\omega)$  «выключает» алгоритм на основе ОПМ (терм «вдали»), а функция  $f_2(\omega)$  «включает» алгоритм на основе ПМ (терм «малая»).

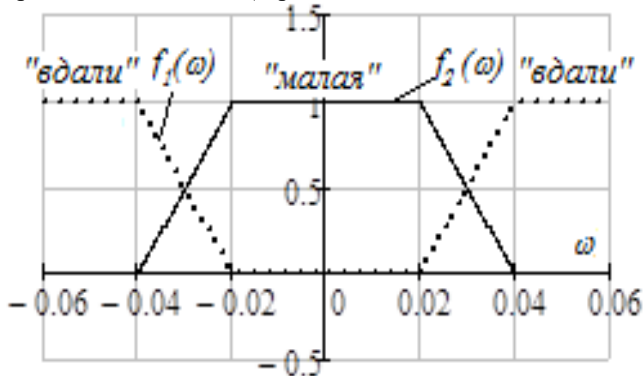


Рис. 3. Функции принадлежности

Функции принадлежности  $f_1(\omega)$  и  $f_2(\omega)$  объединяют алгоритмы оптимального управления, реализованные по методу объединенного принципа максимума и по методу прогнозирующей модели следующим образом:

- при превышении угловых скоростей значений границы неопределенности, составляющих терму «вдали» ( $-0.04 \text{ рад/с} > \omega > 0.04 \text{ рад/с}$ ), управление формируется по алгоритму объединенного принципа максимума;
- при значениях угловых скоростей, находящихся в области переключения скользящего режима ( $\omega \in [-0.04, -0.02] \cup [0.02, 0.04]$ ), управление формируется с использованием обоих алгоритмов. Доля каждого алгоритма в общем управлении определяется линейными участками функций принадлежности;
- при значениях угловых скоростей, соответствующих терму «малая» ( $-0.02 \text{ рад/с} < \omega < 0.02 \text{ рад/с}$ ), управление формируется в соответствии с методом прогнозирующей модели.

## РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

На рис. 4 представлены графики угловых скоростей и управлений, полученных при моделировании управления с комбинированным алгоритмом.

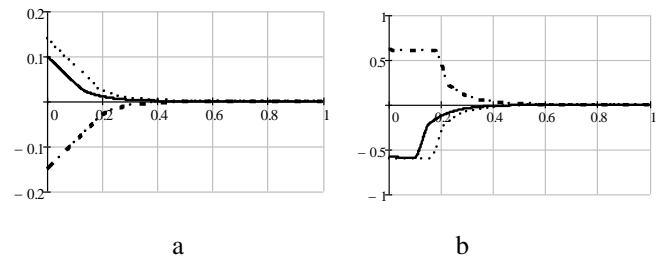


Рис. 4. Моделирование комбинированного алгоритма: динамика угловых скоростей (а) и управлений (б)

Результаты моделирования управления угловыми скоростями осесимметричного ЛА по комбинированному алгоритму показывают:

- интервал времени, на котором достигаются значения угловых скоростей  $0.001 \text{ рад/с}$ , составил  $0.5 \text{ с}$  (на  $0.08 \text{ с}$  меньше по сравнению с алгоритмом ПМ), затраты на управление  $-0.2 \text{ рад}^2/\text{с}^3$  (на  $27 \%$  меньше по сравнению с алгоритмом ОПМ и на  $23 \%$  меньше по сравнению с алгоритмом ПМ);
- интервал времени, на котором достигаются значения угловых скоростей  $0.0001 \text{ рад/с}$ , составил  $0.75 \text{ с}$  (на  $0.2 \text{ с}$  меньше по сравнению с алгоритмом ПМ), затраты на управление  $-0.2 \text{ рад}^2/\text{с}^3$  (на  $23 \%$  меньше по сравнению с алгоритмом ПМ);
- для алгоритма на основе ОПМ значения угловых скоростей  $0.0001 \text{ рад/с}$  недостижимы из-за скользящего режима, обусловленного законом (8) формирования управляющих воздействий.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, синтезирован комбинированный алгоритм управления угловыми скоростями осесимметричного ЛА в замкнутой форме. Он имеет аналитическое выражение и включает алгоритмы, основанные на методах объединенного принципа максимума и прогнозирующей модели. В зависимости от области фазового пространства, в которой находится в летательный аппарат, используется или алгоритм на основе ОПМ, или алгоритм на основе ПМ.

Эффективность комбинированного алгоритма по сравнению с алгоритмом на основе ОПМ заключается:

- в отсутствии режима скольжения и, следовательно, в достижении более высокой точности управления, например, при моделировании угловая скорость достигла значения меньше  $10^{-4} \text{ рад/с}$ ;
  - в уменьшении затрат на управление на  $27 \%$ ;
- по сравнению с алгоритмом на основе ПМ эффективность заключается:
- в уменьшении времени регулирования, например, при моделировании для достижения значений скоростей меньших  $10^{-3} \text{ рад/с}$  – более чем на  $10 \%$  ( $12.7\%$ ), для достижения значения скоростей меньших  $10^{-4} \text{ рад/с}$  – более чем на  $20 \%$  ( $22.9\%$ );
  - в уменьшении затрат на управление на  $23 \%$ .



Предложенный комбинированный алгоритм управления может использоваться для угловой стабилизации беспилотного ЛА осесимметричной формы.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бойко А. Области применения беспилотников Робо-  
педия Электронный ресурс  
<http://robotrends.ru/robopedia/oblasti-primeneniya-bespiilotnikov>

2. Kostoglotov A.A. Method of Structural-Parametric Identification of Lagrangian Dynamic Systems in the Processing of Measurement Information / A.A. Kostoglotov, A.I. Kostoglotov, S.V. Lazarenko, Tsennykh B.M. // Measurement Techniques. – 2014. – Vol. 57. – P. 153–159.

3. Таран В.Н. Оптимальное управление на примере простейшей электрической цепи / В.Н. Таран, К.К. Рыбалко, А.М. Долженко // Современные тенденции развития и перспективы внедрения инновационных технологий в машиностроении, образовании и экономике. – 2016. – Т. 2. – № 1. – С. 43–48.

4. Костоглотов А.А. Синтез управления с адаптацией к неконтролируемым воздействиям в неустойчивом состоянии / А.А. Костоглотов, С.В. Лазаренко, З.В. Лященко // Вестник Ростовского государственного университета путей сообщения. – 2016. – № 1. – С. 66–71.

5. Таран В.Н. Применение рядов Вольтерра-Винера в теории оптимального управления / В.Н. Таран, К.К. Рыбалко, А.М. Долженко // Современные тенденции развития и перспективы внедрения инновационных технологий в машиностроении, образовании и экономике. – 2016. – Т. 2. – № 1. – С. 38–43.

6. Kostoglotov A.A. Joint maximum principle in the problem of synthesizing an optimal control of nonlinear systems / A.A. Kostoglotov, A.I. Kostoglotov, S.V. Lazarenko // Automatic Control and Computer Sciences. – 2007. – Vol. 41. – P. 274 – 281.

7. Kostoglotov A.A. Method for synthesis of optimal attitude stabilization algorithm based on joint maximum principle. Automatic Control and Computer Sciences. 5(36), 21–28 (2002).

8. Kostoglotov A.A., Lazarenko, S. V., Kuznetsov, A. A., Deryabkin, I. V., Losev, V. A. Structural synthesis of discrete adaptive tracking systems based on the combined maximum principle. Vestnik DSTU 17(1), 105–112 (2017).

9. Kostoglotov A.A., Lyashchenko, Z.V., Lazarenko, S.V., Deryabkin, I.V., Manaenkova, O.N. Synthesis of adaptive multi-mode control on basis of combined control joint maximum

principle. Vestnik RGUPS 3, 124–132 (2016).

10. Буков В. Н. Синтез управляющих сигналов с помощью прогнозирующей модели в адаптивной системе управления / В. Н. Буков. // Проблемы управления и теории информации. - 1980. - Т. 9(5). - С.329–337.

11. Taran V.N. Maksimalno's a plausible assessment of a condition of optimum operated system. Automatic equipment and Telemechanics 8, 101–108 (1991).

12. Таран В.Н., Трофименко В.Н. Синтез оптимального алгоритма угловой стабилизации методом прогнозирующей модели // Автоматика и телемеханика. 1997. N5. С. 82–85

13. Taran V.N., Trofimenko, V.N. Transport Systems Intellectualization Based on Analytical Control Synthesis of Angular Velocities for the Axisymmetric Spacecraft. In: Proceedings of the Second International Scientific Conference “Intelligent Information Technologies for Industry” (‘ИТИ’17) v. 2, 154–160 (2017).

14. Andrei Kostoglotov, Vladimir Taran, Vladimir Trofimenko Fuzzy Topological Approach to a Solid Control Task // Proceedings of the Third International Scientific Conference “Intelligent Information Technologies for Industry” (ИТИ’18) Volume 1. - Luxembourg: Springer, 2019. - С. 373–381.

15. Kostoglotov A.A., Taran, V.N., Trofimenko, V.N. Control algorithms adaptation based on the predictive model and the united maximum principle methods. Vestnik RGUPS 4, 124–132 (2017).

16. Tikhonravov M.K., Yatsunsky, I.M., Maximov, G.Yu., Bazhinov, I.K., Gurko, O.V. Bases of the theory of flight and elements of design of artificial Earth satellites. Moscow: Mashinostroeniye (1967).

17. Александров А. Г., Красовский А.А. и др. Справочник по теории автоматического управления / Под ред. А. А. Красовского М.: Наука. Гл. Ред. физ. - мат. лит., 1987

18. Zadeh L.A. Calculus of fuzzy restriction. Fuzzy sets and its application to cognitive and division processes 4, 1–39 (1975).

19. MathWorks, <https://www.mathworks.com/help/fuzzy/examples/using-lookup-table-in-simulink-to-implement-fuzzy-pid-controller.html>, last accessed 2018/04/10.

20. Piegat A. Fuzzy modeling and control. Physica-Verl, Heidelberg, New York (2001).

## Combined Algorithm for Controlling Angular Velocities of an Axisymmetric Aircraft

Volkova A., Trofimenko V., Kharchenko L.  
Don state technical university (DSTU)  
Rostov-on-Don, Russia  
Nasty1998.nasty@mail.ru, trofimvn@mail.ru,  
snoopy161ru@gmail.com

Trofimenko V.  
Rostov State Transport University (RSTU)  
Rostov-on-Don, Russia  
trofimvn@mail.ru

---

---

*Abstract.* The effectiveness of control algorithms may vary depending on the operating conditions. Building control algorithms based on various structures gives an opportunity to improve the efficiency of the control systems. Optimal synthesis based on the joint maximum principle allows us to obtain an algorithm that is optimal in terms of speed. But the discrete nature of control actions leads to appearance of the sliding mode. Optimal synthesis based on the predictive model allows you to derive an algorithm that does not lead to the sliding mode. At the same time the predictive model method is more accurate while more time-taking in achieving the control objectives. The paper presents an algorithm

for combined control of the angular velocities stabilization of an axisymmetric aircraft. The algorithm described below combines the joint maximum principle and the predictive model method. The control algorithms switching procedure is implemented using fuzzy logic methods. Simulation results confirming the effectiveness of the proposed combined control algorithm are also presented.

*Keywords:* axisymmetric aircraft, angular velocities, optimal control, predictive model, combined maximum principle, fuzzy control.

---

# Перемещение ползающего робота по узким протяженным пространствам («коридорам»)

Ворочаева Л.Ю., Мальчиков А.В.  
Юго-Западный государственный университет  
Курск, Россия  
mila180888@yandex.ru, zveroknp@gmail.com

Савин С.И.  
Университет Иннополис  
Иннополис, Россия  
s.savin@innopolis.ru

**Аннотация.** В статье рассмотрено движение трехзвенного ползающего робота по узким протяженным пространствам (далее - «коридорам»). Конструктивными особенностями робота являются возможность изменения относительных углов между звеньями, возможность варьирования длин звеньев, а также управление коэффициентом трения в опорных элементах, что позволяет периодически фиксировать опоры на поверхности. Предложены две походки, реализующие перемещение робота по коридорам, при которых эффективная ширина робота во время движения соответствует ширине коридора. Одна из походок реализована путем изменения ориентации и длины центрального звена, а другая дополнена изменением длин боковых звеньев. Построены диаграммы управляемого изменения коэффициентов трения в опорах, а также моментов и сил приводов, посредством которых осуществляется настройка работы системы управления устройством. В результате сравнительного моделирования походок выявлены связи между реализуемой скоростью движения робота и шириной коридора, в котором происходит движение, а также диапазоном изменения угла ориентации центрального звена.

**Ключевые слова:** ползающий робот, змееподобные движения, походки, узкие пространства, коридор, этап движения.

## ВВЕДЕНИЕ

Проведение поисковых и спасательных мероприятий после природных и техногенных катастроф требует от робототехнических систем высокой скорости передвижения, хорошей маневренности, способности перемещаться по различным типам поверхностей в недетерминированной среде. Наиболее эффективными с этой точки зрения являются ползающие роботы, что находит подтверждение современной научной литературе [1-5]. Для перемещения под завалами эти роботы должны передвигаться по поверхностям с препятствиями [6], значит, должны быть оснащены системой обнаружения препятствий [7], а также системой корректировки своих движений для обхода препятствий [8]. В случаях, когда обход препятствий невозможен, ползающие роботы должны иметь функциональные возможности для преодоления препятствий путем заполнения на них и последующего сползания [9-12]. Отдельно можно выделить преодоление препятствий в виде лестничных пролетов [13-15], что требует разработки специальных алгоритмов движения. Еще одним часто встречающимся вариантом передвижения ползающих роботов является проползание по узким пространствам ограниченного объема, например, вентиляционным шахтам, трубопроводам, коридорам, свободным от препятствий [16-20],

что может быть реализовано с использованием определенных походок.

Каждый из указанных выше вариантов передвижения ползающих роботов требует детальной проработки и может являться объектом исследования отдельной работы. Здесь решено остановиться на рассмотрении перемещения трехзвенного ползающего робота по узким протяженным пространствам и разработке поэтапных походок его движения.

## ОПИСАНИЕ ПОЛЗАЮЩЕГО РОБОТА

Ползающий робот представляет собой трехзвенную систему  $O_iO_{i+1}$ ,  $i=1-3$ , перемещающуюся по горизонтальной шероховатой поверхности  $Oxy$  (рис. 1, а).

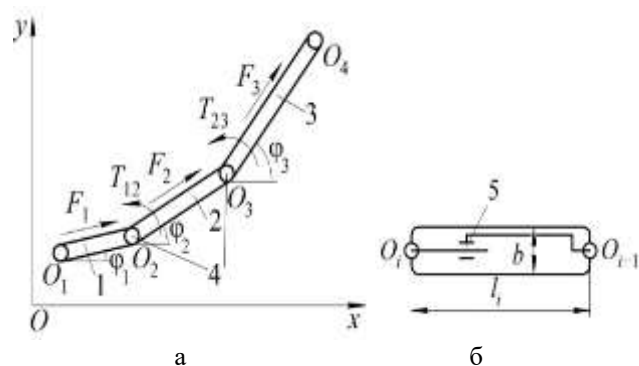


Рис. 1. Схемы: а – ползающего робота, б –  $i$ -го звена

Звенья соединены между собой приводами 4 вращательного движения, генерирующими моменты  $T_{12}$  и  $T_{23}$ , посредством которых звенья поворачиваются на углы  $\varphi_i$ , отсчитываемые против часовой стрелки от оси  $Ox$ . Звенья робота  $O_iO_{i+1}$  являются телескопическими и приводятся в движение установленным в них линейным приводом 5, формирующим силы  $F_i$ , и имеют в плоскости  $Oxy$  длину  $l_i$  и ширину  $b$  (рис. 1, б). Длина каждого звена лежит в диапазоне

$$l_i \in [l_{\min}, l_{\max}],$$

где  $l_{\min}$  и  $l_{\max}$  – минимальное и максимальные значения длины.

Крайние точки звеньев  $O_i$ ,  $i=1-4$ , являются опорными, в них происходит контакт с поверхностью. Причем особенностью опор является то, что они оснащены двумя контактными поверхностями с разными коэффициентами трения:  $f_{\min}$  (опора скользит по поверхности) и  $f_{\max}$  (опора неподвижна) [21, 22]:

$$f_i = \begin{cases} f_{\min}, & \Rightarrow x_{O_i} = x_{O_i}(t), y_{O_i} = y_{O_i}(t), \\ f_{\max}, & \Rightarrow x_{O_i} = \text{const}, y_{O_i} = \text{const}, \end{cases}$$

$$\mathbf{r}_{O_i} = (x_{O_i}, y_{O_i})^T$$

– радиус-вектор опорной точки  $O_i$ .

Изменение коэффициента трения происходит путем смены контактных поверхностей (контактных элементов), что осуществляется при помощи линейных приводов, не показанных на рис. 1. Вектор обобщенных координат робота записывается следующим образом:

$$\mathbf{q} = (x_{O_1}, y_{O_1}, l_1, l_2, l_3, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3)^T.$$

Задача движения ползающего робота заключается в перемещении по узким пространствам, ширина которых  $b_p$  соизмерима с шириной и длиной звена устройства

$$b_p \in [b, b + l_{\min}].$$

Для реализации такого движения в работе предлагается рассмотреть две походки объекта и провести их сравнительный анализ.

#### ПОХОДКИ ПОЛЗАЮЩЕГО РОБОТА ПО УЗКИМ КОРИДОРАМ

Будем рассматривать движение робота по узкому коридору, расположенному вдоль оси  $Ox$ , ширина которого равна  $b_p$ . Каждая из предложенных ниже походок ползающего робота состоит из  $N=1-2$  или  $N=1-3$  этапов, отличающихся фиксируемыми на них опорами и накладываемыми на движения звеньев связями. Причем при обеих походках звенья 1 и 3 (боковые звенья) всегда расположены вдоль стен коридора (в рассматриваемом случае они параллельны оси  $Ox$ ), причем

$$\varphi_1^{N=1-3} = \varphi_3^{N=1-3} = 0$$

(верхний индекс означает, что данное равенство справедливо для этапов движения  $N=1-3$ ), а ширина робота  $b_r$  во время всего движения равна ширине коридора (рис. 2, а):

$$b_r = y_{O_3} - y_{O_2} + b = b_p.$$

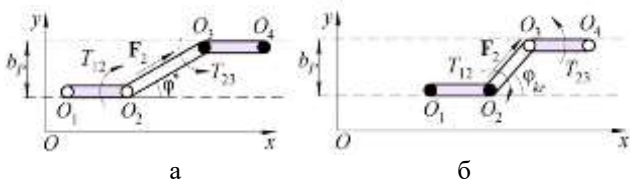


Рис. 2. Начальные положения этапов походки  $p=1$ : а –  $N=1$ , б –  $N=2$

Длина звена 2 (центральное звено) в момент начала этапа  $N=1$  (верхний индекс  $l_2^n$ , где  $n$  – момент начала этапа) равна  $l^*$

$$l_2^n = l^* \in (l_{\min}, l_{\max}]. \quad (1)$$

Тогда угол поворота звена 2 относительно оси  $Ox$  определяется по формуле

$$\varphi_2^n = \varphi^* = \arcsin([b_p - b]/l^*), \quad \varphi^* \in [0, \pi/2). \quad (2)$$

Рассмотрим каждую из походок более подробно. Первая походка ( $p=1$ ) состоит из двух этапов (рис. 2), при этом в момент начала этапа  $N=1$  длины звеньев 1 и 3 минимальны  $l_{1,3}^n = l_{\min}$  (показаны на рис. 2 сиреневым цветом).

Этап  $N=1$  происходит при зафиксированных на

поверхности опор  $O_3$  и  $O_4$

$$f_{O_3, O_4}^{N=1} = f_{\max}, \Rightarrow \mathbf{r}_{O_3, O_4}^{N=1} = \text{const} \quad (3)$$

и заключается одновременно в повороте звена 2 за счет момента  $T_{23}$  и сокращения его длины посредством силы  $F_2$  таким образом, что ширина робота остается неизменной. При этом звено 1 поворачивается при помощи момента  $T_{12}$  так, чтобы сохранить свою ориентацию, изменения длины звена 1 при этом не происходит. Тогда можно записать связи, накладываемые на движения звеньев:

$$l_{1,3}^{N=1} = \text{const}. \quad (4)$$

Обобщенной координатой является длина звена 2

$$\mathbf{q}^{N=1} = l_2, \quad (5)$$

а его угол поворота определяется по соотношению

$$\varphi_2^{N=1} = \arcsin([b_p - b]/l_2^{N=1}). \quad (6)$$

Этап завершается (верхний индекс  $l_k$ ) при достижении звеном 2 длины  $l_{kr}$

$$l_2^{l_k} = l_{kr}, \quad l_{kr} \in [l_{\min}, l^*],$$

его угол поворота при этом будет равен

$$\varphi_{kr} = \arcsin([b_p - b]/l_{kr}), \quad \varphi_{kr} \in (\varphi^*, \pi/2]. \quad (7)$$

На этапе  $N=2$  на поверхности зафиксированы опоры  $O_1$  и  $O_2$ :

$$f_{O_1, O_2}^{N=2} = f_{\max}, \Rightarrow \mathbf{r}_{O_1, O_2}^{N=2} = \text{const}. \quad (8)$$

Звено 2 при этом удлиняется и поворачивается в противоположном направлении по сравнению с этапом  $N=1$  с сохранением ширины робота (за счет момента  $T_{12}$  и силы  $F_2$ ), а звено 3 поворачивается моментом  $T_{23}$  без изменения своей длины и ориентации, что описывается связями (4). Вектор обобщенных координат и соотношение между углом поворота звена 2 и его длиной такие же, как и на этапе  $N=1$  (формулы (5) и (6)). Этап завершается при достижении звеном 2 длины  $l^*$ , угол поворота при этом равен  $\varphi^*$  (формулы (1) и (2)):

$$l_2^{2k} = l^*, \quad \varphi_2^{2k} = \varphi^*.$$

Походка  $p=2$  включает в себя три этапа движения, показанные на рис. 3.

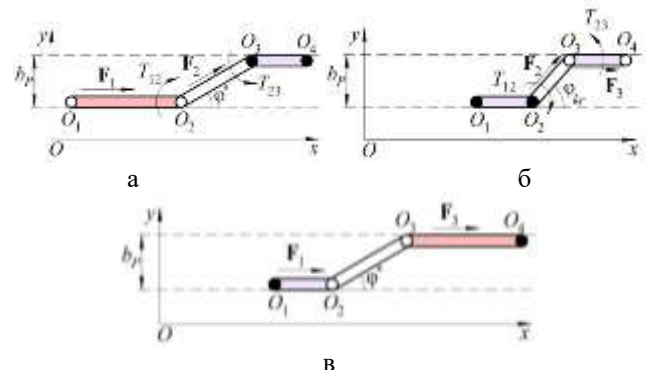


Рис. 3. Начальные положения этапов походки  $p=2$ : а –  $N=1$ , б –  $N=2$ , в –  $N=3$

В начальный момент этапа  $N=1$  звенья 1 и 2 имеют максимальную (показана на рис. 3 красным цветом) и минимальную длины соответственно:

$$l_1^n = l_{\max}, \quad l_3^n = l_{\min}.$$

Этап происходит при зафиксированных опорах  $O_3$  и  $O_4$

(3) и заключается в сокращении длины звена 2 и его повороте с сохранением ширины робота за счет силы  $F_2$  и момента  $T_{23}$ , а также в укорочении звена 1 силой  $F_1$  и его повороте моментом  $T_{12}$  для сохранения ориентации, что можно описать связями:

$$l_3^{N=1} = \text{const}.$$

Обобщенными координатами являются длины звеньев 1 и 2:

$$\mathbf{q}^{N=1} = (l_1, l_2)^T,$$

угол поворота звена 2 при этом вычисляется по формуле (6). Этап завершается при достижении звеном 1 минимальной длины, а звеном 2 – длины  $l_{kr}$ :

$$l_1^{1k} = l_{\min}, l_2^{1k} = l_{kr}$$

Угол поворота звена 2 при этом становится равным  $\varphi_2^{1k} = \varphi_{kr}$  и вычисляется по формуле (7).

Этап  $N=2$  осуществляется при фиксации на поверхности опор  $O_1$  и  $O_2$  (8) и заключается в удлинении звена 2 и его повороте по часовой стрелке (сила  $F_2$  и момент  $T_{12}$ ) таким образом, что ширина робота все время неизменна. Звено 3 при этом удлиняется за счет силы  $F_3$  без изменения своей ориентации (для этого звено постоянно поворачивается моментом  $T_{23}$ ). Тогда на этапе наложены связи:

$$l_1^{N=2} = \text{const}.$$

Вектор обобщенных координат включает в себя длины звеньев 2 и 3:

$$\mathbf{q}^{N=2} = (l_2, l_3)^T,$$

а угол поворота звена 2 на этапе вычисляется по формуле (6). Этап завершается при удлинении звена 3 до максимального значения длины и при достижении звеном 2 длины  $l^*$ :

$$l_2^{2k} = l^*, l_3^{2k} = l_{\max},$$

угол поворота звена 2 при этом равен  $\varphi_2^{2k} = \varphi^*$  (1).

На этапе  $N=3$  на поверхности зафиксированы опоры  $O_1$  и  $O_4$ :

$$f_{O_1, O_4}^{N=3} = f_{\max}, \Rightarrow \mathbf{r}_{O_1, O_4}^{N=3} = \text{const}.$$

При этом происходит удлинение звена 1 и укорочение звена 3 под действием сил  $F_1$  и  $F_3$  соответственно, причем длина звена 2 и его ориентация во время всего этапа остается неизменными:

$$l_2^{N=3} = l^*, \varphi_2^{N=3} = \varphi^*.$$

Тогда обобщенной координатой является длина звена 1:

$$\mathbf{q}^{N=3} = l_1,$$

а длина звена 3 связана с длиной звена 1 следующим соотношением:

$$l_3 = l_{\max} - \Delta l, \Delta l = l_1 - l_{\min},$$

где  $\Delta l$  – изменение длины звена 1.

Этап завершается при достижении звеньями 1 и 3 максимальной и минимальной длин соответственно

$$l_1^{3k} = l_{\max}, l_3^{3k} = l_{\min}.$$

Минимальная и максимальная ширина коридора и угол поворота звена 2 в обоих рассмотренных походках связаны между собой следующим образом:

$$b_{p_{\min}} = b, \text{ if } (\varphi^* = 0) \wedge (\varphi_{kr} = 0),$$

$$b_{p_{\max}} = b + l_{\min}, \text{ if } \varphi_{kr} = \pi/2.$$

Это означает, что преодоление коридора минимальной ширины возможно только при расположении всех звеньев робота под одними и теми же углами без поворота звена 2 за счет варьирования длин звеньев.

#### УПРАВЛЯЮЩИЕ ДИАГРАММЫ

Ниже представлены диаграммы коэффициентов трения в опорах и управляющих моментов и сил, формируемых приводами, что необходимо для настройки работы системы управления. По диаграмме коэффициентов трения в опорных точках, показанной на рис. 4, видно, что на каждом этапе зафиксированы две опоры.

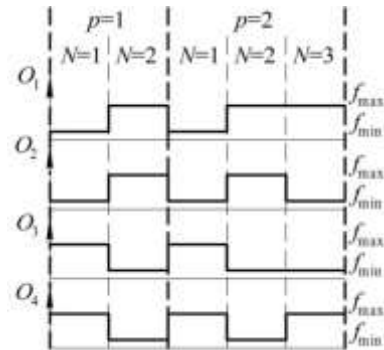


Рис. 4. Диаграмма коэффициентов трения в опорных точках  $O_1$ - $O_4$

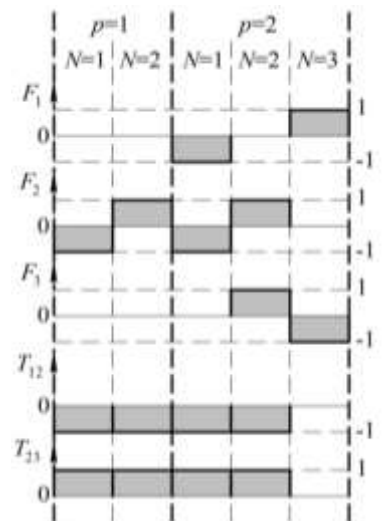


Рис. 5. Диаграмма управляющих сил  $F_1$ - $F_3$  и моментов  $T_{12}$ ,  $T_{23}$

Аналогичная диаграмма управляющих сил и моментов приведена на рис. 5. На данной диаграмме показано наличие управляющих воздействий и направление их действия. Обозначение «1» показывает, что сила действует таким образом, что приводит к увеличению длины звена, «-1» – действие силы уменьшает длину звена. Для моментов указаны направления действия: «1» – против часовой стрелки, «-1» – по часовой стрелке.

#### РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ ЗМЕЕПОДОБНЫХ ПОХОДОВ

Пусть при моделировании в безразмерных величинах

исследуемый робот имеет длины звеньев  $l_{\min}=0,5$ ,  $l_{\max}=1$ , ширина звеньев равна  $b=0,05$ , тогда ширина коридора  $b_p \in [0,05, 0,55]$ . Максимальный диапазон  $\Delta\varphi_{\max}$  изменения угла поворота звена 2 определяется по формуле

$$\Delta\varphi_{\max} = \varphi_{kr} - \varphi^*$$

где углы

$$\varphi_{kr} = \arcsin(l_{\min} / [b_p - b]), \quad \varphi^* = \arcsin(l_{\max} / [b_p - b]) \quad (9)$$

соответствуют минимальной и максимальной длине звена 2. Линейные и угловые скорости движения звеньев при моделировании выбраны так, что справедливо равенство:

$$t(\Delta\varphi_{\max}) = t(\Delta l_{\max}), \quad \Delta l_{\max} = l_{\max} - l_{\min},$$

т.е. время поворота звена 2 на максимальный угол  $\Delta\varphi_{\max}$  такое же, как и время, затрачиваемое на полное удлинение / укорочение звена 1 или 3.

В качестве точки, движение которой будет исследоваться, выберем середину звена 2 – точку  $C$ . Расстояние, пройденное этой точкой за цикл движения (цикл представляет собой однократное повторение всех этапов походки), обозначим как  $S_C$ , время цикла –  $T$ , тогда скорость движения точки  $C$  равна

$$v_C = S_C / T.$$

#### СРАВНЕНИЕ ПОХОДОК

Графики рис. 6 и рис. 7 позволяют провести сравнение походок при  $\Delta\varphi = \Delta\varphi_{\max}$  и  $b_p = 0,55$ .

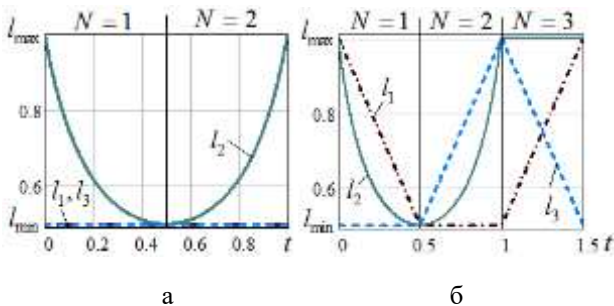


Рис. 6. Графики  $l_i(t)$ : а –  $p=1$ , б –  $p=2$

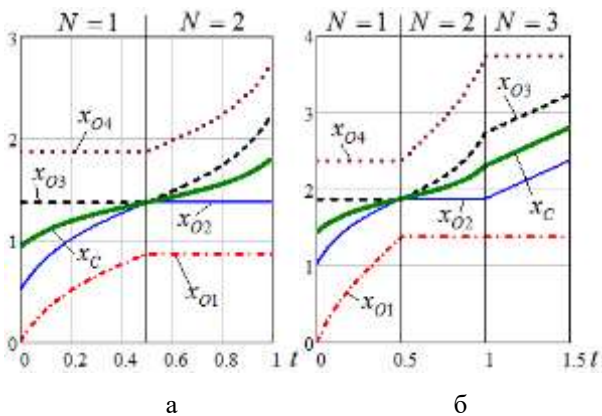


Рис. 7. Графики  $x_{O_i}(t)$ ,  $x_C(t)$ : а –  $p=1$ , б –  $p=2$

На рис. 6 показаны зависимости изменения длин звеньев во время одного цикла движения, по которым видно, что при походке  $p=1$  изменяется только длина звена 2, а при походке  $p=2$  – длины всех трех звеньев. Причем при обеих походках на этапе  $N=1$  длина звена 2 убывает от

максимального значения до минимального, а на этапе  $N=2$  вновь возрастает до максимальной величины. Следует отметить, что длины звеньев в момент начала цикла и в момент его завершения равны друг другу, что свидетельствует об адекватности разработанного программного комплекса.

Временные зависимости перемещений опорных точек  $O_1-O_4$ , а также точки  $C$  вдоль оси  $Ox$  показаны на рис. 7. Характер всех кривых на этапах  $N=1, N=2$  при обеих походках одинаковый, зафиксированными являются одни и те же опорные точки.

Но расстояния, пройденные всеми рассматриваемыми точками за один и тот же этап движения при походке  $p=2$  больше, чем при походке  $p=1$ , т.к. при походке  $p=2$  помимо поворота звена 2 происходит изменение длин звеньев 1 и 3. Точка  $C$  при этом движется по кривой, выпуклость которой на этапе  $N=1$  направлена вверх, а на этапе  $N=2$  – вниз. На этапе  $N=3$  походки  $p=2$  точка  $C$  перемещается вдоль наклонной прямой, т.к. поворота звена 2 на этом этапе не происходит.

Проведем сравнение походок преодоления роботом узких пространств в зависимости от ширины коридора движения  $b_p$  и от диапазона  $\Delta\varphi$  угла поворота звена 2.

#### Влияние ширины коридора

Рассмотрим случай, когда длина звена 2 во время походок изменяется в диапазоне  $l_2 \in [l_{\min}, l_{\max}]$ , тогда наименьший  $\varphi^*$  и наибольший  $\varphi_{kr}$  углы его поворота в зависимости от ширины коридора будут вычисляться по формулам (2) и (7) и изменяться, как показано на рис. 8, а.

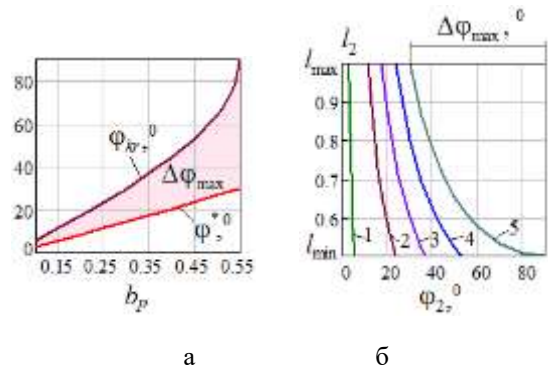


Рис. 8. Графики: а –  $\varphi^*(b_p)$  при  $l_2=l_{\max}$ ,  $\varphi_{kr}(b_p)$  при  $l_2=l_{\min}$ , б –  $l_2(\varphi_2)$ , 1 –  $b_p=0,1$ , 2 –  $b_p=0,25$ , 3 –  $b_p=0,35$ , 4 –  $b_p=0,45$ , 5 –  $b_p=0,55$

Зависимость  $\varphi^*(b_p)$  представляет собой наклонную прямую, а  $\varphi_{kr}(b_p)$  – кривую, возрастающую по мере увеличения ширины коридора. Между этими графиками располагается максимально возможный диапазон  $\Delta\varphi_{\max}$  допустимых значений изменения угла  $\varphi_2$ , который расширяется с ростом  $b_p$ . Характер изменения длины звена 2 от максимального значения до минимального в соответствующем ширине коридора диапазоне  $\varphi_2$  показан на рис. 8, б ( $\Delta\varphi_{\max}$  показан для  $b_p=0,55$ , аналогичным образом данный диапазон определяется и для других значений ширины коридора). Чем шире коридор, тем более плавно убывает величина  $l_2$  по мере роста угла поворота данного звена.

### Влияние диапазона угла поворота звена 2

На рис. 9 и рис. 10 показано влияние на скорость  $v_C$  и время цикла  $T$  диапазона  $\Delta\varphi$  изменения угла поворота звена 2:  $\Delta\varphi = \varphi_{kr} - \varphi^*$  при ширине коридора  $b_p=0,55$ . На рис. 9 величина  $\Delta\varphi$  возрастает за счет увеличения угла  $\varphi_{kr}$  при  $\varphi^*=\text{const}$  (кривые 1, 3, 5) или за счет увеличения угла  $\varphi^*$  при  $\varphi_{kr}=\text{const}$  (кривые 2, 4, 6).

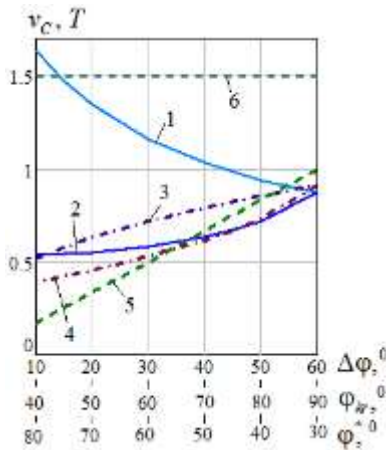


Рис. 9. Графики: 1-4 –  $v_C(\Delta\varphi)$ , 5, 6 –  $T(\Delta\varphi)$ ; 1, 2, 5 –  $p=1$ ; 3, 4, 6 –  $p=2$ ; 1, 3, 5 –  $\varphi^*=\text{const}$ ; 2, 4, 6 –  $\varphi_{kr}=\text{const}$

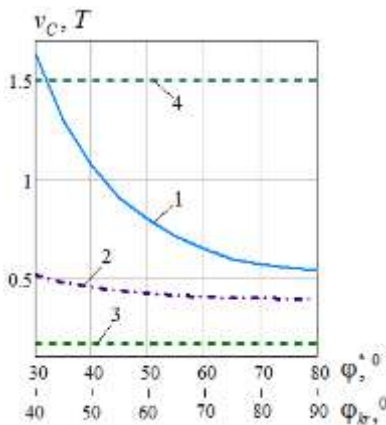


Рис. 10. Графики: 1, 2 –  $v_C(\varphi^*)$ , 3, 4 –  $T(\varphi^*)$ ; 1, 3 –  $p=1$ ; 2, 4 –  $p=2$

По приведенным графикам видно, что при походке  $p=1$  скорость движения точки  $C$  по мере увеличения диапазона  $\Delta\varphi$ , достигаемого путем роста угла  $\varphi_{kr}$ , уменьшается (кривая 1), а получаемого за счет уменьшения угла  $\varphi^*$ , — увеличивается (кривая 2), причем оба закона криволинейные с расположенными вниз выпуклостями. Обе кривые сходятся при  $\Delta\varphi = \Delta\varphi_{\text{max}} = 60^\circ$ , когда кривая 1 достигает своего минимального значения, а кривая 2 — максимального. Следует отметить, что  $\Delta\varphi_{\text{max}}$  — диапазон изменения угла  $\varphi_2$ , показанный на рис. 7, а. При походке  $p=2$  аналогичные кривые (3 и 4) возрастают по криволинейным законам по мере увеличения  $\Delta\varphi$ , причем выпуклость кривой 3 направлена вверх, а кривой 4 — вниз. Обе кривые также сходятся при  $\Delta\varphi = \Delta\varphi_{\text{max}} = 60^\circ$ , причем обе достигают максимального значения. Время цикла  $T$  при походке  $p=1$  возрастает пропорционально  $\Delta\varphi$ , а при  $p=2$  не зависит от величины  $\Delta\varphi$ . Это обусловлено тем, что при  $p=1$  время

цикла зависит непосредственно от времени, затрачиваемого звеном 2 на повороты относительно неподвижных опорных точек, а при  $p=2$  время этапов обусловлено временем, необходимым на удлинение / укорочение звеньев 1 и 3, и не зависит от времени поворота звена 2. Кривые на рис. 10 соответствуют случаю  $\Delta\varphi = 10^\circ$ . При этом оба значения  $\varphi^*$  и  $\varphi_{kr}$  изменяются, как показано на графиках. Скорости движения точки  $C$  при обеих походках убывают по криволинейным законам по мере роста углов  $\varphi^*$  и  $\varphi_{kr}$ , причем при походке  $p=2$  скорость убывает существенно более плавно. Это обусловлено тем, что время цикла каждой походки является величиной, не зависящей от углов  $\varphi^*$  и  $\varphi_{kr}$ , но при  $p=2$  время цикла практически в 9 раз больше соответствующего времени при  $p=1$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ (Выводы)

В работе предложены поэтапные походки перемещения трехзвенного ползающего робота по узким протяженным пространствам (коридорам), ширина которых соизмерима с размерами одного звена устройства. Проведено численное моделирование движения робота с использованием каждой из походок, в результате которого установлено следующее. Для наиболее быстрого перемещения по узким коридорам целесообразно использовать походку  $p=1$  при малых диапазонах  $\Delta\varphi$  и при  $\varphi^*(l_2 \rightarrow l_{\text{min}})$ . Передвижение походкой  $p=2$  при больших значениях  $\Delta\varphi$  и при  $\varphi_{kr}(l_2 \rightarrow l_{\text{max}})$ , а также походкой  $p=3$  при тех же значениях  $\Delta\varphi$  и при  $\varphi^*(l_2 \rightarrow l_{\text{max}})$  или  $\varphi_{kr}(l_2 \rightarrow l_{\text{min}})$  будет вторым по предпочтительности вариантом, но при этом будет происходить почти в 2 раза медленнее.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Паар К. Л. A robot snake to inspect broken buildings / K. L. Paap, T. Christaller, F. Kirchner // Intelligent Robots and Systems: proc. IEEE/RSJ Intern. Conf. – Takamatsu, Japan, 2000. – P. 2079-2082.
2. Gao J. Design and research of a new structure rescue snake robot with all body drive system / J. Gao, X. Gao, W. Zhu, J. Zhu, B. Wei // Mechatronics and Automation: proc. IEEE Intern. Conf. – Takamatsu, Japan, 2008. – P. 119-124.
3. Yamada H. A snake-like robot for real-world inspection applications (the design and control of a practical active cord mechanism) / H. Yamada, S. Takaoka, S. Hirose // Advanced Robotics. – 2013. – vol. 27, is. 1. – P. 47-60.
4. Granosik G. The OmniTread serpentine robot for industrial inspection and surveillance / G. Granosik, M. G. Hansen, J. Borenstein // Industrial Robot: An International Journal. – 2005. – vol. 32, is. 2. – P. 139-148.
5. Hirose S. Development of mobile robots for rescue operations / S. Hirose, E. F. Fukushima // Advanced Robotics. – 2002. – vol. 16, is. 6. – P. 509-512.
6. Ворочаева Л.Ю. Моделирование движения пятизвенного ползающего робота с управляемым трением по поверхности с препятствиями / Л.Ю. Ворочаева, А.С. Яцун, С.Ф. Яцун // Изв. РАН. ТиСУ. – 2017. – № 3. – С. 191-216.
7. Ворочаева Л.Ю. Разработка системы определения режима контактного взаимодействия звена ползающего робота с препятствием / Л.Ю. Ворочаева, С.И. Савин, А.С. Яцун // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2019. – № 8(81). – С. 11-21.

8. Vorochaeva L. Development of the motion correction system of the crawling robot link on the surface with obstacles / L. Vorochaeva, A. Yatsun, S. Savin, A. Repkin // Physcon: proc. 9th Intern. Conf. on Physics and Control. – Innopolis, Russia, 2019. – P. 300-305.
9. Transeth A.A. Snake robot obstacle-aided locomotion: Modeling, simulations, and experiments / A.A. Transeth, R.I. Leine, C. Glocker, K.Y. Pettersen, P. Liljebäck // IEEE Transactions on Robotics. – 2008. – vol. 24, is. 1. – P. 88-104.
10. Liljebäck P. Snake robot locomotion in environments with obstacles / P. Liljebäck, K. Y. Pettersen, O. Stavdahl, J. T. Gravdahl // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – 2011. – vol. 17, is. 6. – P. 1158-1169.
11. Liljebäck P. Hybrid modelling and control of obstacle-aided snake robot locomotion / P. Liljebäck, K. Y. Pettersen, O. Stavdahl, J. T. Gravdahl // IEEE Transactions on Robotics. – 2010. – vol. 26, is. 5. – P. 781-799.
12. Sanfilippo F. Perception-driven obstacle-aided locomotion for snake robots: the state of the art, challenges and possibilities / F. Sanfilippo, J. Azpiazu, G. Marafioti, A. A. Transeth, O. Stavdahl, P. Liljebäck // Applied Sciences. – 2017. – vol. 7, is. 4. – P. 336-358.
13. Yim M. Climbing with snake-like robots / M. Yim, S. Homans, K. Roufas // IFAC workshop on mobile robot technology. – 2001. – P. 21-27.
14. Tanaka M. Development and control of articulated mobile robot for climbing steep stairs / M. Tanaka, M. Nakajima, Y. Suzuki, K. Tanaka // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. – 2018. – vol. 23, is. 2. – P. 531-541.
15. Pfozter L. Autonomous navigation for reconfigurable snake-like robots in challenging, unknown environments / L. Pfozter, S. Klemm, A. Rönnau, J. M. Zöllner, R. Dillmann // Robotics and Autonomous Systems. – 2017. – vol. 89. – P. 123-135.
16. Fjerdingen S. A. A snake-like robot for internal inspection of complex pipe structures (PIKo) / S. A. Fjerdingen, P. Liljebäck, A. A. Transeth // Intelligent Robots and Systems: proc. IEEE/RSJ Intern. Conf. – St. Louis, USA, 2009. – P. 5665-5671.
17. Roslin N. S. A review: Hybrid locomotion of in-pipe inspection robot / N. S. Roslin, A. Anuar, M. F. A. Jalal, K. S. M. Sahari // Procedia Engineering. – 2012. – vol. 41. – P. 1456-1462.
18. Kuwada A. Snake-like robot negotiating three-dimensional pipelines / A. Kuwada, Y. Adomi, K. Suzumori, S. Wakimoto, N. Kadowaki // ROBIO: proc. IEEE Intern. Conf. on Robotics and Biomimetics. – Sanya, China, 2007. – P. 989-994.
19. Jatsun S. Six-link in-pipe crawling robot / S. Jatsun, A. Malchikov, O. Loktionova // Advances on Theory and Practice of Robots and Manipulators: proc. of Romansy CISM-IFTToMM Symposium on Theory and Practice of Robots and Manipulators. – Moscow, Russia, 2014. – P. 341-348.
20. Carbone G. Design and simulation of kursk robot for in-pipe inspection / G. Carbone, M. Ceccarelli, S. Jatsun, A. Malchikov // SYROM: proc. of 10th IFTToMM Intern. Symposium on Science of Mechanisms and Machines. – Brasov, Romania, 2010. – P. 103-114.
21. Ворочаева Л.Ю. Моделирование движения трехзвеного робота с управляемыми силами трения по горизонтальной шероховатой поверхности / Л.Ю. Ворочаева, Г.С. Наумов, С.Ф. Яцун // Известия РАН. ТиСУ. – 2015. – № 1. – С. 156-170.
22. Vorochaeva L. An investigation of motion of a crawling robot with supports with controllable friction / L. Vorochaeva, S. Savin, A. Yatsun // Nonholonomic Mechanics, Vortex Structures and Hydrodynamics: proc. Intern. Conf. Scientific Heritage of Sergey A. Chaplygin. – Cheboksary, Russia, 2019. – P. 384-393.

## The Movement of the Crawling Robot Through the Narrow Long Spaces ("Corridors»)

Vorochaeva L.Yu, Mal'chikov A.V.

Southwest State University

Kursk, Russia

mila180888@yandex.ru, zveroknp@gmail.com

Savin S.I.

University Innopolis

Innopolis, Russia

s.savin@innopolis.ru

**Abstract.** The article considers the movement of a three-link crawling robot through narrow extended spaces ("corridors"). Design features of the robot are the ability to change the relative angles between the links (snake-like motion), the possibility of varying the lengths of the links (worm-like movements), and friction control in the support elements that allows to periodically capture support on the surface. Two gaits of moving the robot along the "corridors" are proposed, in which the width of the robot during the movement corresponds to the width of the "corridor". One of the gaits is realized by changing the orientation

and length of the central link, and the other is supplemented by changing the lengths of the side links. Diagrams of the friction coefficients in the supports, as well as the moments and forces of the drives, through which the control system of the device is configured, are constructed. As a result of comparative modeling of gaits the regularities of change of speed of movement of the robot from width of "corridor" and range of change of angle of orientation of the central link are revealed.

**Keywords:** crawling robot, snake-like movements, gaits, narrow spaces, corridor, movement stage.



# Система технического зрения автономного сельскохозяйственного автомобиля

Орлов С.П., Сусарев С.В.

Самарский государственный технический университет  
Самара, Россия  
orlovsp1946@gmail.com, susarev\_sergey@mail.ru

Морев А.С.

Поволжская Инженерная Академия  
Самара, Россия  
artemmorev@poria.ru

**Аннотация.** Рассмотрена задача управления движением автономного роботизированного автомобильного шасси. Роботизированное шасси имеет сельскохозяйственное назначение и предназначено для работы в отсутствие дорог. Приведена общая структурная схема системы технического зрения. Предложен метод структурного выделения препятствий для построения карт препятствий на местности. Метод использует лидары для обнаружения препятствий. Реализация метода основана на допущении, что на местности в зоне действия роботизированного автомобиля отсутствуют существенные перепады высот (овраги, провалы) и водные преграды. Для решения задачи обнаружения препятствий в указанных условиях достаточно обнаружить точки, высота которых превышает некоторый заданный порог, и выявить связи между этими точками для оценки размеров препятствий. Выполняется кластеризация точек в каждом слое по евклидовому расстоянию. Затем производится пересчет координат центров кластеров в глобальную систему координат, что позволяет перенести препятствия на карту местности с учетом оценки габаритов, которые определяют степень опасности обнаруженного препятствия. Описан алгоритм реализации предложенного метода. В докладе также приведены сведения о составе программного обеспечения системы технического зрения роботизированного шасси. Приведены результаты моделирования предложенного метода выделения препятствий. Метод имеет невысокую вычислительную сложность, что снижает требования к бортовому компьютеру роботизированного шасси.

**Ключевые слова:** беспилотные автомобили, сельскохозяйственные роботы, техническое зрение, обнаружение препятствий.

## ВВЕДЕНИЕ

Роботизированные транспортные системы различного назначения выполняют множество производственных функций. В настоящее время активно развивается применение роботов в сельском хозяйстве. Это обуславливает, в первую очередь, создание роботизированных транспортных средств: комбайнов, грузовиков, тракторов, предназначенных для широкого класса технологических операций [1 - 6]. Сложность задачи управления сельскохозяйственными автономными автомобилями заключается в разнообразии внешних условий на полях, трудности идентификации природных объектов. Известен ряд основополагающих работ, посвященных различным аспектам проектирования и эксплуатации аграрных робототехнических систем [7 - 9].

В докладе рассматривается система технического зрения - одна из главных систем управления движением ро-

ботизированного шасси (РШ). РШ входит в роботизированную систему сельскохозяйственных автомобилей и представляет собой модифицированную модель КАМАЗ 65119 [10]. Алгоритм автономного управления подразумевает самостоятельное движение РШ по маршруту, заранее разработанному и одобренному верхним уровнем роботизированной системы, гармонизированному с маршрутами других РШ. Исследования в области создания систем управления движением РШ идет в двух направлениях [11 - 15]:

- разработка методов, алгоритмов и технических средств для управления одиночным аграрным транспортным средством;
- разработка многоуровневой системы управления, в том числе и группой РШ, функционирующих одновременно и независимо друг от друга.

Задача беспилотного управления РШ решается путем создания системы технического зрения. Существующие системы технического зрения роботов базируются на наиболее распространённых инструментах для навигации в пространстве, которыми являются лидары, радары, видеокамеры [16, 17]. Данные измерений используются для построения карт пространства [18 - 20]. Однако описанные системы, в основном, предназначены для беспилотных автомобилей, функционирующих в городской среде.

Для использования автономных автомобилей в сельскохозяйственных технологических процессах необходимо построить системы достоверного обнаружения и классификации препятствий. Известны работы, в которых описаны методы детекции препятствий, в основе которых лежит анализ сигналов от лидаров и радаров [21, 22]. В настоящее время усилия исследователей направлены на создание интеллектуальных методов анализа информации о пространстве, окружающем автомобиль. Этот подход использует нечеткую логику и искусственные нейронные сети [23 - 26]. Большинство методов требует значительных вычислительных ресурсов.

Следует отметить, что существующие методы ориентированы на работу с плотным облаком точек на дистанции до 20-25 метров от лидара. На большем расстоянии их работа может быть неустойчива. Для преодоления этих ограничений был разработан метод обнаружения препятствий на большом расстоянии и оценки степени опасности, представляемой ими для движущегося РШ.

## АРХИТЕКТУРА ТЕХНИЧЕСКОГО ЗРЕНИЯ РОБОТИЗИРОВАННОГО ШАССИ КАМАЗ

Для движения автономных транспортных средств в пространстве города, либо за его пределами необходима информация об объектах окружения, таких как дороги, участники движения, препятствия, и др.

При разработке РШ наиболее важной задачей является ориентация в пространстве функционирования. Для этого выполняется построение карт препятствий, на основе которых осуществляется навигация транспортного средства в трехмерном пространстве. Одними из наиболее распространенных инструментов для навигации в пространстве являются лидары, радары, видеокамеры.

В основе большинства сенсорных систем лежит построение карт глубин на базе отраженного сигнала от сканируемых поверхностей. Решение задачи управления РШ определяет движение от точки А до точки Б по оптимальной траектории. Выбор траектории напрямую зависит как от геометрических параметров автомобиля (габариты, возможные углы поворота), так и от внешних факторов – наличия препятствий, ограничений по движению в заданных участках пути.

На рис. 1 показана структура системы технического зрения роботизированного шасси.

Основные компоненты системы:

- подсистема сенсорики бортового транспортного средства;
- подсистема обработки и передачи данных;
- АРМ оператора дистанционного управления и контроля.

В состав подсистемы сенсорики входят лидары и камеры визуального обзора окружающего пространства.

Различают два вида лидаров:

- Двумерный 2D лидар – построение массива точек в одной плоскости, относительно полярных координат
- Трехмерный 3D лидар – построение точек в объемном пространстве, путем поворота сканирующей головки вокруг оси Z, состоящей из множества лазеров, установленных один над другим.

Модуль распознавания и определения расстояния использует карты препятствий. В нем также реализован разработанный метод структурного выделения препятствий. Кроме этого, выполняются процедуры по классификации препятствий и формированию локального маршрута для движения РШ. Сбор данных в РШ осуществляется по сети Ethernet.

АРМ оператора находится на верхнем уровне системы роботизированных транспортных средств. Задачи, выполняемые в АРМ, связаны как с контролем положения единичного транспортного средства, так и с управлением «роем» роботизированных шасси в процессе их функционирования в полевых условиях. Оператор имеет возможность контролировать положение РШ на карте местности. Кроме того, по необходимости, оператор может анализировать весь видео поток изображений окружающего пространства, формируемый подсистемой сенсорики конкретного РШ.

Внешняя система связи строится на беспроводной технологии V2X (Vehicle-to-Everything).



Рис. 1. Структура системы технического зрения роботизированного шасси сельскохозяйственного назначения

## ПОСТРОЕНИЕ КАРТ ПРЕПЯТСТВИЙ

Карта препятствий реального окружения формируется на основе данных, получаемых от лидара. Лидар — технология получения и обработки информации об удалённых объектах с помощью активных оптических систем, использующих явления поглощения и рассеяния света в оптически прозрачных средах.

Преимуществами лидара перед другими оптическими сканерами является возможность работы при полном отсутствии освещённости, так как лидар сам является источником света.

Наиболее часто применяется метод одновременной локализации и построения карты (SLAM - Simultaneous Localization and Mapping) — метод, используемый в мобильных автономных средствах для построения карты в неизвестном пространстве или для обновления карты в заранее известном пространстве с одновременным контролем текущего местоположения и пройденного пути [27, 28]. Популярные методы приближенного решения данной задачи включают в себя фильтр частиц и расширенный фильтр Калмана. Детекция препятствий — одна из основных подзадач метода SLAM. Авторами предлагается быстрый и точный алгоритм структурного выделения препятствий на местности, ориентированный на условия движения при сельскохозяйственных полевых работах.

### МЕТОД СТРУКТУРНОГО ВЫДЕЛЕНИЯ ПРЕПЯТСТВИЙ

Основным методом обнаружения препятствий является анализ данных с сенсоров, а именно:

- получение массива (облака точек) — набор данных, получаемый от сенсоров, представляет собой данные о расстоянии до окружения и угол, относительно каждой сканируемой области;
- извлечение особых точек — извлечение точек, находящихся на гранях или плоскостях, для определения ключевых объектов;
- нахождение соответствия точек — определение ключевых объектов на текущем кадре (облака точек), относительно предыдущего кадра;
- оценка движения — определение собственного положения относительно ключевых точек;
- одометрия — минимизация ошибки размещения предыдущего кадра относительно текущего, поправки в ошибке сенсоров.

Сущность предлагаемого метода выделения препятствий заключается в следующем.

Рассматривается облако точек, полученное от лазерного дальномера РШ в некоторый момент времени. Пусть координаты точек облака заданы в правой прямоугольной локальной системе координат (ЛСК), связанной с центром лидара, при этом ось  $Oz$  ЛСК направлена вверх, а ось  $Ox$  — вперед по ходу движения. Предполагается, что известны однозначные правила перевода из ЛСК в глобальную систему координат (ГСК), связанную с картой местности, по которой перемещается робот. Также заданы габариты РШ и расстояние  $h$  между центром лидара и поверхностью, на которой находится автомобиль.

Делается допущение, что на местности в зоне действия робота отсутствуют существенные перепады высот (овраги, провалы) и водные преграды. Для решения задачи детекции препятствий в указанных условиях достаточно обнаружить точки, высота которых превышает некоторый заданный порог, и выявить связи между этими точками для оценки размеров препятствий. Выполняется разделение облака точек на  $n + 2$  горизонтальных слоев с помощью плоскостей, параллельных  $xOy$ , с шагом по вертикальной оси равным  $\Delta h$ , начиная со значения  $-h$ . Отбрасываются верхний и нижний слои и нумеруются оставшиеся слои от 1 до  $n$ .

Кроме того, учитываются особенности облака точек, получаемого лазерным дальномером: вектор между двумя точками, лежащими в проходящей через ось  $Oz$  плоскости, на вертикальной поверхности должен быть коллинеарен оси  $Oz$ .

Для упрощения вычислений проведем кластеризацию точек в каждом слое по евклидовому расстоянию, и будем измерять угол  $\alpha$  между вектором, соединяющим центры полученных кластеров из разных слоев, и осью  $Oz$ . Если  $\alpha$  меньше некоторого порогового значения  $\alpha_{\max}$ , то соответствующие кластеры считаются связанными, а точки этих кластеров соотносятся с одним объектом.

По связанным между собой кластерам в соседних слоях можно оценить высоту объекта, а по максимальному расстоянию между точками в кластерах — его диаметр.

Пересчет координат центров кластеров в ГСК позволяет перенести препятствия на карту местности с учетом оценки габаритов, которые определяют степень опасности обнаруженного препятствия.

На рис. 2 показана схема получения облака точек в локальной системе координат при помощи многолучевого лазерного дальномера и разделения облака точек на слои.

Обозначим  $M$  множество векторов, соединяющих центры связанных кластеров в различных слоях. Примем допущение, что в каждом из выделенных слоев окажется как минимум один кластер.

Тогда метод структурного выделения препятствий можно описать следующей последовательностью действий:

- а) принимаем  $M = \emptyset$  и выделяем  $n$  горизонтальных слоев в облаке точек по описанному ранее правилу;
- б) проводим кластеризацию точек для каждого слоя и определяем число получившихся кластеров  $k_i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n$ , в слое  $i$ ;
- в) определяем геометрический центр  $CL_2$  и максимальное расстояние между точками кластера  $j$ ,  $j = 1, 2, \dots, k_i$ , в слое  $i$ ;

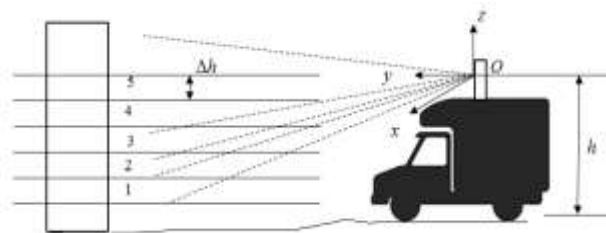


Рис. 2. Модель получения облака точек

г) для каждого центра кластера CL2 в слое  $i$ ,  $i = 1, 2, \dots, n - 1$ , находим ближайший центр кластера CL2 $_m$ , в слое  $i + 1$  и вычисляем угол  $\alpha_{L2}$  между вектором CL2 – CL2 $_m$  и положительным направлением оси Oz; если выполняется неравенство  $\alpha_{L2} \leq \alpha_{max}$ , то заносим вектор CL2 – CL2 $_m$  в множество M;

д) в множестве M выявляем такие векторы, у которых конечная точка одного вектора является начальной для другого и заменяем их одним вектором, равным сумме исходных;

е) для определения положения препятствий на местности переводим координаты начальных точек векторов из множества M в ГСК, данным точкам соответствуют центры препятствий, высоту которых принимаем равной высоте соответствующего вектора, а диаметр — наибольшей из определенных ранее оценок габаритов объекта.

Приведенный алгоритм был реализован в прототипе подсистемы обнаружения препятствий. Для проверки корректности работы в прототип была добавлена возможность визуализации обнаруженных препятствий. Прототип был проверен на тестовых данных в виде отдельных облаков точек, при этом были выявлены некоторые зависимости производительности и дальности обнаружения препятствий от величин  $h$ ,  $\Delta h$  и значений параметров алгоритма кластеризации.

Исследование распределения загрузки вычислительных ресурсов по шагам предлагаемого алгоритма проведено путем замеров временных затрат на каждом шаге. Наиболее ресурсоемким является шаг б), на котором происходит операция кластеризации в каждом слое, однако эти операции независимы по данным и могут выполняться одновременно (параллельно) во всех слоях.

В некоторых ситуациях из-за высокой плотности точек вблизи РШ наблюдалось снижение скорости обработки. Для решения данной проблемы в алгоритм был добавлен дополнительный шаг, на котором происходит удаление центральной области облака точек радиусом семь метров, соответствующей пространству в непосредственной близости от робота. Так как для определения проходимости реального РШ в указанной области используются существующие методы, данная операция не сказывается на качестве работы системы управления движением и планирования перемещений автомобиля.

#### ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ЗРЕНИЯ

Программное обеспечение (ПО) системы технического зрения предназначено для возврата и первичной обработки изображений с установленных чувствительных элементов технического зрения, вычисления типа и местоположения найденных объектов. Входными данными ПО являются кадры, получаемые с подключенных камер. Кадр представляет собой изображение формата RGGB (Bayer) – двумерный массив цветных фильтров.

Выходные данные ПО представляют собой информацию о результатах распознавания объектов согласно классификатору. Для объекта определяется его класс, дистанция до него и угол. Выходные данные передаются по протоколу UDP.

ПО системы обеспечивает:

- получение кадров с установленных камер;

- преобразование кадров;
- отладку работы камер и калибровку;
- детектирование и распознавание объектов на полученных изображениях;
- сохранение результатов распознавания для дальнейшей обработки и анализа;
- вычисление местоположения распознанных объектов;
- передачу информации о распознанных объектах в вычислительный модуль.

ПО может работать и без аппаратной части сенсоров, в режиме анализа уже записанных изображений. Настройка параметров позволяет изменять количество используемых камер и уровень сжатия изображений.

Язык написания модуля получения изображений – C++, Python. Для реализации ПО используются открытые библиотеки Aravis, OpenCV, CUDA, Qt.

Библиотека Aravis предназначена для работы с установленными камерами. Библиотека OpenCV позволяет реализовывать математические алгоритмы технического зрения. Библиотека CUDA позволяет использовать графический процессор для ускорения вычислений.

Библиотека Qt позволяет реализовать сетевое взаимодействие, а также обеспечивает высокую производительность всей системы.

#### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Цифровые испытания модели технического зрения проведены в двух направлениях:

- подстановка видеоизображения для определения объектов;
- моделирование приближения случайных объектов к РШ.

На рис. 3 и рис. 4 приведены примеры экранных форм моделирования различных ситуаций при выделении препятствий.

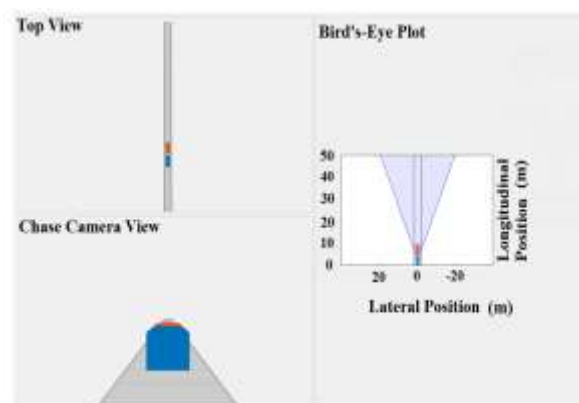


Рис. 3. Случайный ряд объектов на пути следования РШ

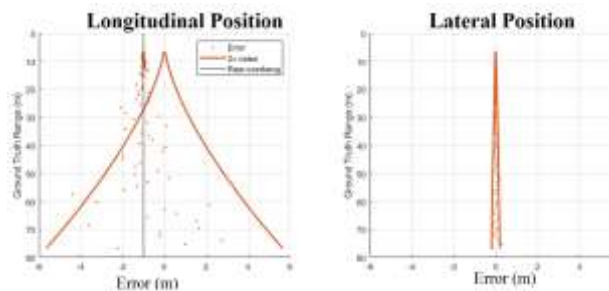


Рис. 4. Реакция системы технического зрения на случайный ряд объектов

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанный метод структурного выделения препятствий реализован в опытном образце роботизированного шасси в составе общей роботизированной системы сельскохозяйственных автомобилей на платформе КАМАЗ.

Развитие исследований предполагается проводить в направлении интеллектуализации системы технического зрения с использованием глубоких конволюционных нейронных сетей. Это обеспечит достоверную классификацию препятствий и выработку наиболее рационального маршрута роботизированного автомобиля.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Концепт автономного трактора New Holland NHDrive позволяет заглянуть в будущее сельского хозяйства. <http://www.newholland.ru/o-kompanii/novosti/kontsept-avtonomnogo-traktora-new-holland-nhdrive-pozvolyaet-zaglyanut-v-budushchee-selskogo-khozyay> (дата обращения 12.12.2019).
2. Duckett T. Agricultural Robotics: The Future of Robotic Agriculture/T. Duckett, S. Pearson, S. Blackmore, B. Grieve//UK-RAS Network White papers. – London. – 2018. – P. 36.
3. Tsiropoulos Z. Web-based Farm Management Information System for Agricultural Robots/Z. Tsiropoulos, F. Spyros, V. Liakos, A.B. Tekin, T. Aygun., S. Blackmore//Proc. EFITA-WCCA-CIGR Conference “Sustainable Agriculture through ICT Innovation.” -Turin. – 2013. – P. 8.
4. Thomasson J.A. Autonomous Technologies in Agricultural Equipment: A Review of the State of the Art/J.A. Thomasson, D.L. Antille, C. P. Baillie, C.R. Lobsey, C.L. Maccarthy//Proceedings of the 2019 Agricultural Equipment Technology Conference, Louisville, Kentucky, USA. – 2019. – Vol.40. – P. 1-17.
5. Pedersen S.M. Agricultural robots — system analysis and economic feasibility/S.M. Pedersen, S. Fountas, H. Have, S. Blackmore// Precip Agric. – 2006. – Vol.7(4). – P.295–308.
6. Emmi L. New Trends in Robotics for Agriculture: Integration and Assessment of a Real Fleet of Robots/ L. Emmi,

M. Gonzalez-de-Soto, G. Pajares, P. Gonzalez-de-Santos// The Scientific World Journal. – 2014. – P. 21.

7. Billingsley J. Robotics in Agriculture and Forestry/J. Billingsley, A. Visala, M. Dunn//In: Siciliano B., Khatib O. (eds) Springer Handbook of Robotics. – Berlin: Springer, 2008. – P. 1065-1077.

8. Li M. Review of research on agricultural vehicle autonomous guidance/M. Li, K. Imou, K. Wakabayashi, S. Yokoyama//International Journal of Agricultural and Biological Engineering. – 2008. – Vol. 2(3). – P. 1-26.

9. Autonomy, artificial intelligence and robotics: Technical aspects of human control. Geneva, 2019. <https://www.icrc.org/en/document/autonomy-artificial-intelligence-and-robotics-technical-aspects-human-control> (дата обращения 12.01.2020).

10. Сусарев С.В. Принципы построения систем управления роботизированных транспортных средств с автономным и дистанционным режимом управления/С.В. Сусарев, К.В. Сидоренко, А.С. Морев, Ю.В. Гашенко//Проблемы управления и моделирования в сложных системах. Труды XXI Международной конференции. (Самара, 3-5 сентября 2019). – Самара, 2019. – Т. 2. – С. 107-110.

11. Horst J. Trajectory Generation for an On-Road Autonomous Vehicle/J. Horst, A. Barbera// Proceedings of SPIE - The International Society for Optical Engineering (June 2006). – 2006. – P. 1-12.

12. Sergienko O. Machine Vision and Navigation/ O. Sergienko, W. Flores-Fuentes, P. Mercorelli. - Springer Nature Switzerland, 2020.

13. Lin S-C. The Architectural Implications of Autonomous Driving: Constraints and Acceleration/ Shih-Chieh Lin, Yunqi Zhang, Chang-Hong Hsu, Matt Skach//Proceedings of the Twenty-Third International Conference on Architectural Support for Programming Languages and Operating Systems (ASPLOS '18). - ACM New York, NY, USA. - 2018. - P. 751 – 766.

14. Serban A.C. Standard driven software architecture for fully autonomous vehicles/A.C. Serban, E. Poll, J. Vissier//IEEE International Conference on Software Architecture Companion (ICSA-C). - 2018. - P.1-16.

15. Berrada J. Modeling Transportation Systems involving Autonomous Vehicles: A State of the Art/J. Berrada//Transportation Research Procedia. – 2017. –Vol. 27. – P. 215-221

16. Zhang S. Tractor path tracking control based on binocular vision/S. Zhang, Y. Wang, Z. Zhu, Z. Li, Y. Du, E. Mao//Information Processing in Agriculture. – 2018. – Vol. 5(4). – P. 422-432.

17. Cai L. Multi-object detection and tracing by stereo vision/ L. Cai, L. He, Y. Xu, Y. Zhao, X. Yang// Pattern Recognition. – 2010. – Vol. 43(12). – P. 4028-4041.

18. Munir F., Azam S., A.M. Sheri, Ko Y., Jeon M. Where am I: Localization and 3D Maps for Autonomous Vehicles/F. Munir, S. Azam., A.M. Sheri, Y. Ko, M. Jeon//Proc. VEHITS, Crete, Greece (May 2-5, 2019). – 2019. – P.1-6.

19. Bresson G. Simultaneous Localization and Mapping: A Survey of Current Trends in Autonomous Driving/ G. Bresson, Z. Alsayed, Li Yu, S. Glaser//IEEE Transactions on Intelligent Vehicles. ( Sept. 2017). – 2017. – Vol. 2, Issue 3. - P. 194-220.

---

20. Lamon P. et al. Mapping with an Autonomous Car, Pierre Lamon // Conference: Workshop on Safe Navigation in Open and Dynamic Environments at the IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems (IROS). - 2017. - P. 1-6.

21. Babak S.J. Control of autonomous ground vehicles: a brief technical review/S.J. Babak, S.A. Hussain, B. Karakas, S. Cetin // IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering. - 2017. - Vol. 224. 012029. - P. 1-7.

22. Royo S. An Overview of Lidar Imaging Systems for Autonomous Vehicles /S. Royo, M. Ballesta-Garcia// Appl. Sci. - 2019. - Vol. 9(19), 4093. - P. 32.

23. Fujioshi H. Deep learning-based image recognition for autonomous driving/H. Fujioshi, T. Hirakawa, T. Yamashita // IFTSS Research. - 2019. - Vol. 43(4). - P. 244 - 252.

24. Janai J. Computer Vision for Autonomous Vehicles: Problems, Datasets and State of the Art/J. Janai, F. Güney, A. Behl, A. Geiger. - Cornell University. - 2019. <https://arxiv.org/abs/1704.05519> (дата обращения 15.01.2020).

25. Ramírez J. M., A robot-vision system for autonomous vehicle navigation with fuzzy-logic control using lab-

view/J.M. Ramírez, P. Gómez-Gil, F.L. Larios // Proceedings of the Electronics, Robotics and Automotive Mechanics Conference (CERMA '07), ( Cuernavaca, México, September 2007). - 2007. - P. 295-300.

26. Орлов С.П. Интеллектуальные технологии в диагностике объектов по визуальным изображениям/ С.П. Орлов, Р.В. Гирин // Математические методы в технике и технологиях – ММТТ 32. - Саратов: Изд-во Саратовского государственного технического университета им. Гагарина Ю.В., 2019. - Т. 6. - С. 100 – 107.

27. Alexandersson J. Implementation of SLAM algorithms in a small-scale vehicle using model-based development/J Alexandersson, O. Nordin. - Linköping: Linköpings University, 2017. - P. 93.

28. Milz S. Visual SLAM for Automated Driving: Exploring the Applications of Deep Learning/S. Milz, G. Arbeiter, C. Witt, V. Schalter, S. Yogamani // 2018 IEEE/CVF Conference on Computer Vision and Pattern Recognition Workshops (CVPRW). - 2018. -P.1-21.

# Machine Vision System for Autonomous Agricultural Vehicle

Orlov S.P., Sysarev S.V., Gubanov N.G.

Samara State Technical University

Samara, Russia

orlovsp1946@gmail.com, susarev\_sergey@mail.ru, nick\_g\_gubanov@mail.ru

**Abstract.** The problem of the vehicle motion control for automated driving is considered. The robotic chassis is designed for agriculture and should work in the absence of roads. The general structural diagram of the chassis' machine vision system is given. A structural obstacle separation method for constructing obstacle maps on the ground is proposed. The method uses lidars to detect obstacles. Implementation of the method is based on the assumption that the terrain within the area no significant differences in elevation (gullies, dips) and water obstacles. For solving the detecting obstacle problem of in these conditions, it is enough to detect points whose height exceeds a certain threshold, and to identify the relationship between these points to assess the obstacle size. The clustering of points in each layer by Euclidean distance is performed. Then, the coordinates of the cluster centers

are recalculated into the global coordinate system, which allows transferring obstacles to an area map, taking into account the dimensions that determine the degree of the detected obstacle danger. An algorithm for implementing the proposed method is described. The report also provides information on the composition of the software for the robotic chassis machine vision. Simulation results of the proposed method of allocation of obstacles are presented. The method has low computational complexity, which reduces the requirements for the robotic chassis on-board computer.

**Keywords:** self-driving vehicle, agricultural robots, machine vision, obstacle detection.

---

# Отраслевая APS-система для оперативного группового производственного планирования

Мауэргауз Ю. Е.  
Российский MESцентр  
Самара, Россия  
prizasu@yandex.ru

Прохода В.В., Мухамедзянов М.Х.  
Компания «Проекты и решения»  
Набережные Челны, Россия  
info@p3s.ru

**Аннотация.** Описывается специализированная система, предназначенная для оперативного планирования производственного участка, изготавливающего изделия из пластмасс. Выпускаемая продукция характеризуется большой номенклатурой, причем для выпуска каждого вида продукции на какой-либо из машин участка (термопластавтомате) должна устанавливаться соответствующая прессформа. Система непосредственно предназначена для позаказного планирования, однако может использоваться и при планировании «на склад» путем автоматического создания необходимых заказов. Система интегрирована с ERP системой «Галактика». Метод составления расписаний работ для нескольких параллельных машин, основан на одновременном использовании двух критериев: величины относительных прямых затрат и средней полезности выполнения заказов.

**Ключевые слова:** пластмассовые изделия; параллельные машины; групповое расписание; производственная напряженность.

## ВВЕДЕНИЕ

Применение технологического группирования работ обеспечивает небольшую трудоемкость перехода от одной работы к другой внутри группы. Если, например, на одной из машин должна последовательно проводиться группа из нескольких работ (заказов) по изготовлению одного и того же продукта, то время переналадки между этими работами равно нулю, и вся группа таких заказов превращается в одну партию изготовления. Такой вид группирования характерен при планировании «под заказ» для оборудования, применяемого для резки, штамповки, отливки деталей из пластмасс и т.п.

Групповое расписание возможно также при планировании «на склад», которое характерно для процессного производства, изготовления метизов, инструментов общего назначения и т.д. В таком производстве, как правило, минимальное количество совместно изготавливаемого продукта составляет т.н. «техническую» партию.

Последняя зависит от объема машины, размера упаковки, размера транзитной нормы и т.п. С экономической точки зрения имеет смысл объединять технические партии каждого продукта в группы, которые можно выпускать без переналадки.

Разработка группового расписания для нескольких не одинаковых параллельных машин, на которых возможно изготовление различных продуктов, является очень сложной задачей, поскольку здесь необходимо распределять продукты по машинам и объединять партии продуктов (ра-

боты) в группы. При этом одновременно необходимо учитывать динамический характер поступления работ и готовности машин.

В постановке задач группового планирования как задач с одним критерием, содержится внутреннее противоречие. Действительно, причиной появления групповых способов обработки является стремление найти рациональный компромисс между высоким уровнем выполнения заказов и низкой стоимостью производства. Высокий уровень сервиса может быть достигнут только своевременным выполнением заказов, однако это противоречит требованию низкой стоимости производства. Необходимость одновременного улучшения этих характеристик представляет собой известную «дилемму планирования», решение которой в принципе не может быть получено в однокритериальной постановке.

При проведении оперативного планирования информационная система должна учитывать требования, вытекающие из особенностей структуры цеха или участка, наличия материалов и сотрудников, возможности подачи материалов в цех и на рабочие центры, наличия площадей для складирования продукции и т.п. Вследствие чрезвычайного разнообразия этих требований для предприятий различного профиля, целесообразно создавать такую информационную систему специально для каждой отрасли.

В существующих APS системах (например, Preactor, Zenith и др.) обеспечивается автоматический выбор ресурсов для группы рабочих

центров; определяется время выполнения операций; выполняется визуализация результатов. Однако составление производственного расписания в этих системах осуществляется с помощью некоторого единственного критерия.

В разработанной APS-системе для оперативного планирования изготовления деталей из пластмасс используется динамический метод группового планирования, позволяющий предложить пользователю набор из нескольких вариантов решений для окончательного выбора. При этом для оценки качества планирования используются два критерия: критерий средней полезности заказов и критерий относительных издержек на горизонте планирования. На основе этих критериев рассчитываются расписания для разнообразных параллельных машин.

Остальная часть доклада организована следующим образом. В разделе «Исходные данные» описываются исходные данные для работы APS-системы по составлению расписаний на параллельных машинах.

В разделе «Формулировка проблемы и основные зависимости для ее решения» формулируется задача планирования, определяются функция потерь от прямых затрат и функция текущей полезности заказов. В разделе 4 приводится пример расчета расписания с помощью APS-системы и его применение в рамках действующей на предприятии ERP-системы. Заключение содержится в соответствующем разделе.

#### ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

В качестве примера рассмотрим участок, состоящий из пяти параллельных и различных по своим возможностям

машин, который в течение некоторого времени после запланированного начала должен выполнить 30 внешних заказов (работ) 16 различных видов (рис.1). В каждой строке задания описываются параметры работ: номер работы; наименование готовой продукции; цвет продукции; заказчик; количество в штуках; срок выполнения заказа; склад готовой продукции и приоритет. Каждой детали поставлены в соответствие номера соответствующих возможных прессформ. Нормы времени в часах на установку прессформ для каждой машине показаны на рис.2, а на рис.3 приведены нормы времени на изменения в цветах выпускаемой продукции.

Номер	Наименование НП	Цвет	Заказчик	Количество	Срок заказа	Склад хранения	Приоритет
0012.0001	Корзина 610x180x360	Голубой		4 000,00	06.12.2016	Склад ПП №2	40
0012.0002	Корзина 610x180x360	Голубой		4 000,00	23.10.2016	Склад ПП №1	40
0012.0003	Корзина 610x180x360	Бежевый		6 000,00	22.12.2016	Склад ПП №2	40
0012.0004	Корзина 610x180x360	Бежевый		5 000,00	23.12.2016	Склад ПП №1	40
0012.0005	Корзина (угловая)	Коричневый		3 000,00	08.12.2016	Склад ПП №2	40
0012.0006	Корзина (угловая)	Коричневый		2 000,00	24.12.2016	Склад ПП №1	40
0030.0001	Механическое колесо на резьбе 40 мм (с тормозом)	Черный		30 000,00	20.10.2019	Склад ПП №1	40
0031.0001	Корзина для белья (угловая)	Коричневый/Бежевый	ООО "ПластТор"	3 000,00	10.10.2019	Склад ПП №1	40
0031.0002	Корзина для белья (с декор. накладкой)	Бежевый/Коричневый	ООО "ПластТор"	6 000,00	05.10.2019	Склад ПП №1	40
0031.0003	Корзина для белья (с декор. накладкой)	Голубой/Белый	ООО "ПластТор"	4 000,00	05.10.2019	Склад ПП №1	40
0032.0001	Полка для обуви	Коричневый	ООО "ПластТор"	3 000,00	20.10.2019	Склад ПП №1	40
0033.0001	Корзина для белья (угловая)	Коричневый/Бежевый	ООО "ОптПласт"	2 500,00	25.10.2019	Склад ПП №1	40
0033.0002	Корзина для белья (с декор. накладкой)	Бежевый/Коричневый	ООО "ОптПласт"	6 000,00	20.10.2019	Склад ПП №1	40
0033.0003	Корзина для белья (с декор. накладкой)	Голубой/Белый	ООО "ОптПласт"	4 000,00	25.10.2019	Склад ПП №1	10
0069.0001	Корзина для белья (с декор. накладкой)	Бежевый/Коричневый	ООО "ОптПласт"	2 000,00	14.10.2019	Склад ПП №1	40

Рис. 1. Фрагмент таблицы заказов

Переналаживаемая ед. обор.-я	Оснастка	Норма времени на монтаж, ч.	Норма времени на демонтаж, ч.	Да
ППА н1	ПФ Корпус 40.01/07	3,00	3,00	
ППА н1	ПФ Колесо 40.03	3,00	3,00	
ППА н1	ПФ Рычаг тормоза 01	3,00	3,00	
ППА н2	ПФ Корпус 40.01/07	3,00	2,00	
ППА н2	ПФ Колесо 40.03	3,50	2,00	
ППА н2	ПФ Рычаг тормоза 01	3,00	3,00	
ППА н3	ПФ Корпус 40.01/07	3,00	2,00	
ППА н3	ПФ Колесо 40.03	4,00	2,00	
ППА н3	ПФ Рычаг тормоза 01	3,50	2,00	
ППА н1	ПФ Кольцо декор. накладки	3,00	3,00	
ППА н1	ПФ Осн. декор. накладки	3,00	3,00	
ППА с1	ПФ Крышка 180x360	5,00	5,00	
ППА с1	ПФ Крышка угловая	5,00	5,00	
ППА б1	ПФ Корзина 610x180x360	8,00	8,00	
ППА б1	ПФ Корзина угловая 60.01	8,00	8,00	
ППА н1	ПФ Вставка 40.09	3,00	3,00	
ППА н1	ПФ Вставка для корзины (угловая)	3,00	3,00	
ППА с1	ПФ Вставка для корзины 180x360	5,00	5,00	
ППА с1	ПФ Кольцо декор. накладки	5,00	5,00	

Рис.2. Нормы времени в часах на установку прессформ на разных машинах



Цвет Осн. оборуд. тек.	Цвет Оснастки тек.	Цвет треб.	Время переналадки	Код
Белый	Белый	Белый		0 001
Черный	Белый	Белый	135	001
Красный	Белый	Белый	135	001
Зеленый	Белый	Белый	135	001
Коричневый	Белый	Белый	135	001
Голубой	Белый	Белый	135	001
Бежевый	Белый	Белый	135	001
Белый	Белый	Черный	15	310
Черный	Белый	Черный	0	310
Красный	Белый	Черный	15	310
Зеленый	Белый	Черный	15	310
Коричневый	Белый	Черный	15	310
Голубой	Белый	Черный	15	310

Рис. 3. Нормы времени на переходы по цветам

В отдельных таблицах приведены нормы расхода различных материалов для деталей каждого вида в кг на одну деталь и нормы времени в секундах для изготовления деталей каждого вида для различных машин.

Для учета состояния машин на момент планирования по каждой работающей машине приведены данные о выполняемом заказе (работе) и о номере прессформы, установленной на машине на момент планирования (начало нового рабочего дня). Кроме того, указывается плановый процент выполнения заказа в партии и ожидаемый процент выполнения партии на момент планирования.

В отдельной таблице описан календарный график работы машины по дням, начинающийся с первого дня выполнения составляемого расписания. Для каждой смены календарного дня проставлено количество рабочих часов, для каждой машины указано плановое время проведения технического обслуживания. В приведенном примере предусмотрена двухсменная работа с двенадцатичасовым рабочим днем. Кроме того, указано плановое количество операторов в каждой смене. В приведенном примере полагается, что плановый период составляет 5 рабочих дней, а плановый горизонт совпадает с полным набором имеющихся работ. Ежедневное поступление сырья в тоннах характеризуется отдельным графиком. Всего в данном примере используются 14 видов материалов, из которых основным является полипропилен.

#### ФОРМУЛИРОВКА ПРОБЛЕМЫ И ОСНОВНЫЕ ЗАВИСИМОСТИ ДЛЯ ЕЕ РЕШЕНИЯ

Уровень выполнения заказов можно оценить с помощью функций текущей полезности заказов  $V$ . С точки зрения производителя, ценность заказа увеличивается с ростом его трудоемкости, поскольку это повышает занятость персонала предприятия. Кроме того, чем больше запас времени для выполнения заказа, тем заказ привлекательнее, т.к. имеется возможность для подготовки его выполнения. С течением времени этот запас уменьшается и, соответственно, ценность заказа падает. Более того, если выполнение заказа просрочено, то ценность заказа может стать отрицательной

Отношение производителя к заказу со временем изменяется, а соответствующая функция называется производственной напряженностью [1].

$$H_i = \frac{p_i}{G} \frac{1}{(d_i - t) / \alpha G + 1} \quad \text{при } d_i - t \geq 0$$

и

$$H_i = \frac{p_i}{G} [(t - d_i) / \alpha G + 1] \quad \text{при } d_i - t \leq 0, \quad (1)$$

где  $p_i$  - оставшаяся до окончания работы трудоемкость в часах;  $G$  - длительность планового периода в календарных часах;  $t$  - момент планирования;  $d_i$  - заданный момент выполнения задания в календарных часах;  $\alpha$  - «психологический коэффициент».

Текущая полезность  $i$ -ого заказа определяется как

$$V_i = p_i / G - H_i. \quad (2)$$

Характер зависимостей (1) и (2) подробно описан в [1].

Если количество заказов на горизонте планирования равно  $n$ , их общая текущая полезность равна сумме полезностей каждого, т.к. заказы, как правило, независимы. Тогда суммарное значение функции текущей полезности заказов

$$V = \sum_{i=1}^n V_i = \frac{1}{G} \sum_{i=1}^n p_i - \sum_{i=1}^n H_i. \quad (3)$$

В данном случае имеет место задача составления расписания для нескольких не одинаковых параллельных машин при последовательном выполнении работ с различными формоизменяющими инструментами типа прессформы. При составлении расписания учитывается как необходимость своевременного завершения каждой работы с заданным сроком выполнения  $d_i$ , так и экономия затрат на переналадку машины.

Величина относительных прямых издержек для участка из параллельных машин может определяться точно так же, как и для одиночной машины, т.е. как безразмерная функция отрицательной полезности издержек (функцией потерь) для проведения  $n$  работ на горизонте планирования

$$U = \frac{1}{C} \sum_{i=1}^n C_i, \quad (4)$$

где  $C_i$  – стоимость издержек, например, переналадок с одной работы на другую и др.;

$C$  – средняя стоимость одного дня работы персонала.

Согласно известной структурной формулы теории расписаний, задача оперативного планирования для нескольких параллельных машин может быть записана как

$$R | d_i, r_{jl}, s_{jk} | U, \bar{V}, \quad (5)$$

где  $R$  – любое возможное количество не одинаковых параллельных машин;  $d_i$  – заданный срок выполнения работ  $i$ ; срок  $r_{jl}$  прибытия материалов  $l$  для изготовления деталей  $j$ ;  $s_{jk}$  – трудоемкость установки инструмента для изготовления деталей  $j$  на машину  $k$ ;  $U$  – относительные затраты для выполнения всех работ;  $\bar{V}$  – средняя полезность заказов за время выполнения расписания. В данном случае целевых функций две, причем их одновременное улучшение возможно только в определенных пределах. Таким пределом является т.н. Паретовская компромиссная кривая, в точках которой улучшение (уменьшение) функции  $U$  всегда связано с ухудшением (уменьшением) значения  $\bar{V}$ .

Для решения задачи (5) воспользуемся методом ветвей и границ, для чего построим дерево поиска не доминируемых решений. Пусть в момент времени  $C_l$  заканчивается работа в узле дерева, находящемся на уровне  $l$ . Если  $k$ -ая работа начинается в момент  $t_k$ , который больше или равен  $C_l$ , то средняя полезность всего имеющегося набора работ  $J$  за все время от начала работ до окончания выполнения  $k$ -ой работы в момент  $t_k + p_k$  в узле на уровне  $l + 1$  определяется как

$$\begin{aligned} \bar{V}_{l+1,k} &= \frac{1}{t_k + p_k} \int_0^{t_k + p_k} V dt = \\ &= \frac{1}{t_k + p_k} (\bar{V}_l \times C_l + \int_{C_l}^{t_k + p_k} V_k dt) \end{aligned} \quad (6)$$

Возможные варианты использования формулы (6), а также правила вычисления входящих в нее интегралов приведены в [1].

Пользуясь выражениями (1-6) можно рассчитать значения критерия  $\bar{V}$  в каждом узле дерева. Одновременно в каждом узле по формуле (4) определяется значение  $U$ .

Положим [1], что для доминирования на  $l + 1$ -ом уровне  $q$ -ого узла дерева поиска с  $i$ -ой работы над  $r$ -ым узлом с  $k$ -ой работой достаточно, чтобы соблюдались неравенства

$$\begin{aligned} U_{l+1,q} \leq U_{l+1,r}, \quad \bar{V}_{l+1,q} \geq \bar{V}_{l+1,r} \text{ и} \\ g_i \leq g_k, \end{aligned} \quad (7)$$

причем хотя одно бы из неравенств было строгим. Здесь необходимый для выполнения плана поставок момент запуска работы в производство  $g_i$  в календарных часах определяется как

$$g_i = d_i - p_i + 1. \quad (8)$$

#### ПРИМЕР СОСТАВЛЕНИЯ ПРОИЗВОДСТВЕННОГО РАСПИСАНИЯ

В процессе расчета плана производства, для каждого варианта изготовления по данным справочников рассчитываются: стоимость издержек, по формуле (4) и средняя полезность по формуле (3) с учетом длительности изготовления заказа, даты начала и окончания.

Выбор не доминируемых вариантов плана, которые предлагает система по результатам расчета осуществляется с использованием формул (7). На рис.4 приводятся результаты расчета плана производства для группы оборудования. Система предлагает девять вариантов плана с разными значениями средней полезности и стоимости издержек на переналадку. Так же приводится расчет параметра «суммарная просрочка заказов» в часах, который помогает в принятии решения по выбору варианта плана.

На рис. 5 и рис. 6 приводятся диаграммы загрузки ресурсов и список операций для 1-го и 9-го варианта планов. Вариант №1 имеет большие издержки и минимальную просроченность заказов. Вариант №9 имеет минимально возможные издержки и большую просроченность заказов.

Проанализируем результаты расчета для одной единицы оборудования «ТПА б1» на котором размещено четыре заказа на изготовление детали «Корзина 610x180x360» двух цветов «Голубой» и «Бежевый» и два заказа на изготовление детали «Корзина (угловая)» в одном цвете «Коричневый». Установлены сроки для одних заказов в первой половине месяца, для других во второй половине месяца.

В варианте плана №1, по оснастке выполняются две переналадки: 1-я демонтаж «ПФ Корзина 610x180x360» и установка «ПФ Корзина (угловая)», 2-я наоборот демонтаж

«ПФ Корзина (угловая)» и установка обратно «ПФ Корзина 610x180x360». По цветам получилось 4-е перехода. По срокам изготовления имеем два просроченных заказа на один день каждый.

В варианте плана №9, по оснастке выполнятся одна переналадка: демонтаж «ПФ Корзина 610x180x360» и установка «ПФ Корзина (угловая)». По цветам получилось 3-и перехода. За счет этого у 9-го варианта издержки на переналадки значительно меньше. По срокам изготовления

имеем так же два просроченных заказа: один заказ просрочен на два дня, а второй на 9 дней, что значительно больше, чем в первом варианте плана.

Таким образом каждый из вариантов плана имеет свои достоинства и недостатки. Принятие решения по выбору варианта плана в каждом конкретном случае зависит от многих внешних обстоятельств: это может быть стоимость продукции, с учетом скидок, сроки поставок, прописанные в договоре, состояние рынка, конкуренция и т.д.

The screenshot shows the 'Расчет плана' (Plan Calculation) software interface. It displays two main tables:

Номер этапа	Наименование	Ограничение расчета	Номер программы расчета	Программа расчета	Состояние	Дата начала ра
1	Литье на ТПА №1	Оборудование	001	Литье на ТПА	Расчитан	28.11.2019 14:3
2	Сборка №2	Оборудование	004	Сборка	Расчитан	29.11.2019 14:1
3	Сборка №3	Оборудование	004	Сборка	Расчитан	29.11.2019 14:3
4	Литье на ТПА №1	Оборудование и материалы	001	Литье на ТПА	Не расчитан	
5	Сборка №2	Оборудование и материалы	004	Сборка	Не расчитан	
6	Сборка №3	Оборудование и материалы	004	Сборка	Не расчитан	
7	Литье на ТПА №1	Оборудование, материалы и персонал	001	Литье на ТПА	Не расчитан	
8	Сборка №2	Оборудование, материалы и персонал	004	Сборка	Не расчитан	
9	Сборка №3	Оборудование, материалы и персонал	004	Сборка	Не расчитан	

Номер варианта плана	Наименование	Полезность	Издержки на переналадку	Суммарная просрочка заказов	Утвержден	Описание
1	01.10.19_v1-1-81	-400,57	196 250,00	319,53	Нет	
2	01.10.19_v1-1-82	-451,40	194 750,00	336,97	Нет	
3	01.10.19_v1-1-83	-597,49	180 000,00	427,69	Нет	
4	01.10.19_v1-1-84	-696,52	177 250,00	487,11	Нет	
5	01.10.19_v1-1-85	-785,28	163 750,00	536,78	Нет	
6	01.10.19_v1-1-86	-1 031,15	148 000,00	751,64	Нет	
7	01.10.19_v1-1-87	-1 207,05	139 500,00	909,94	Нет	
8	01.10.19_v1-1-88	-1 370,88	123 250,00	1 019,03	Нет	
9	01.10.19_v1-1-89	-1 474,82	115 750,00	1 081,39	Да	

Рис. 4. Варианты плана

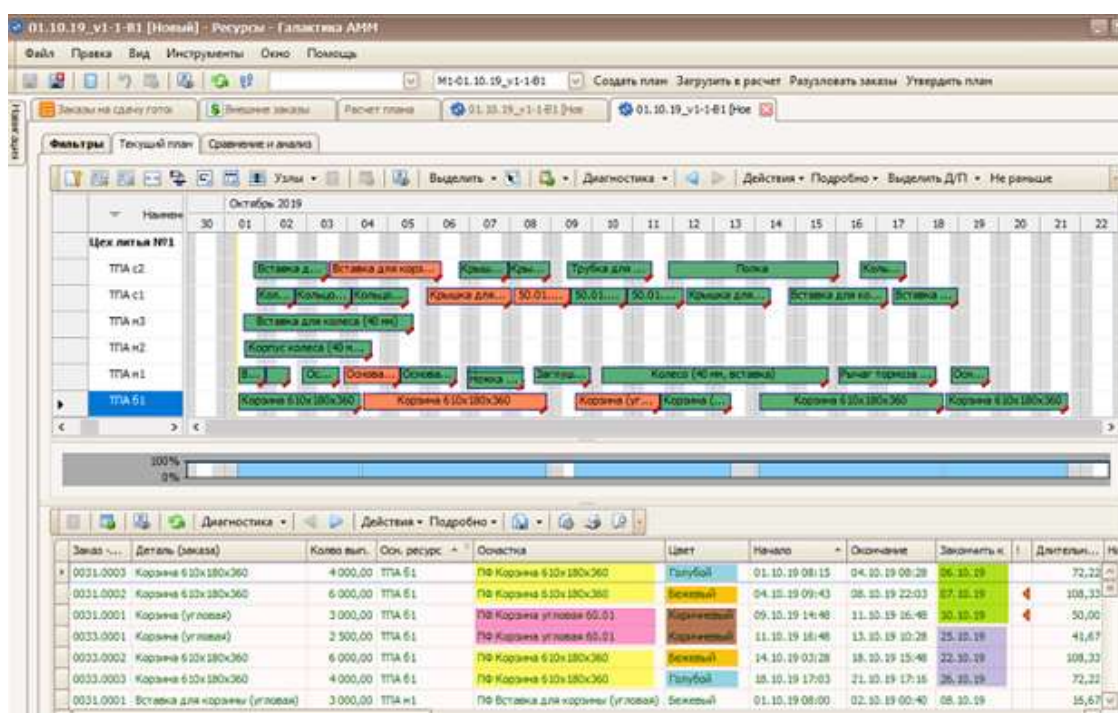


Рис. 5. Вариант плана 1

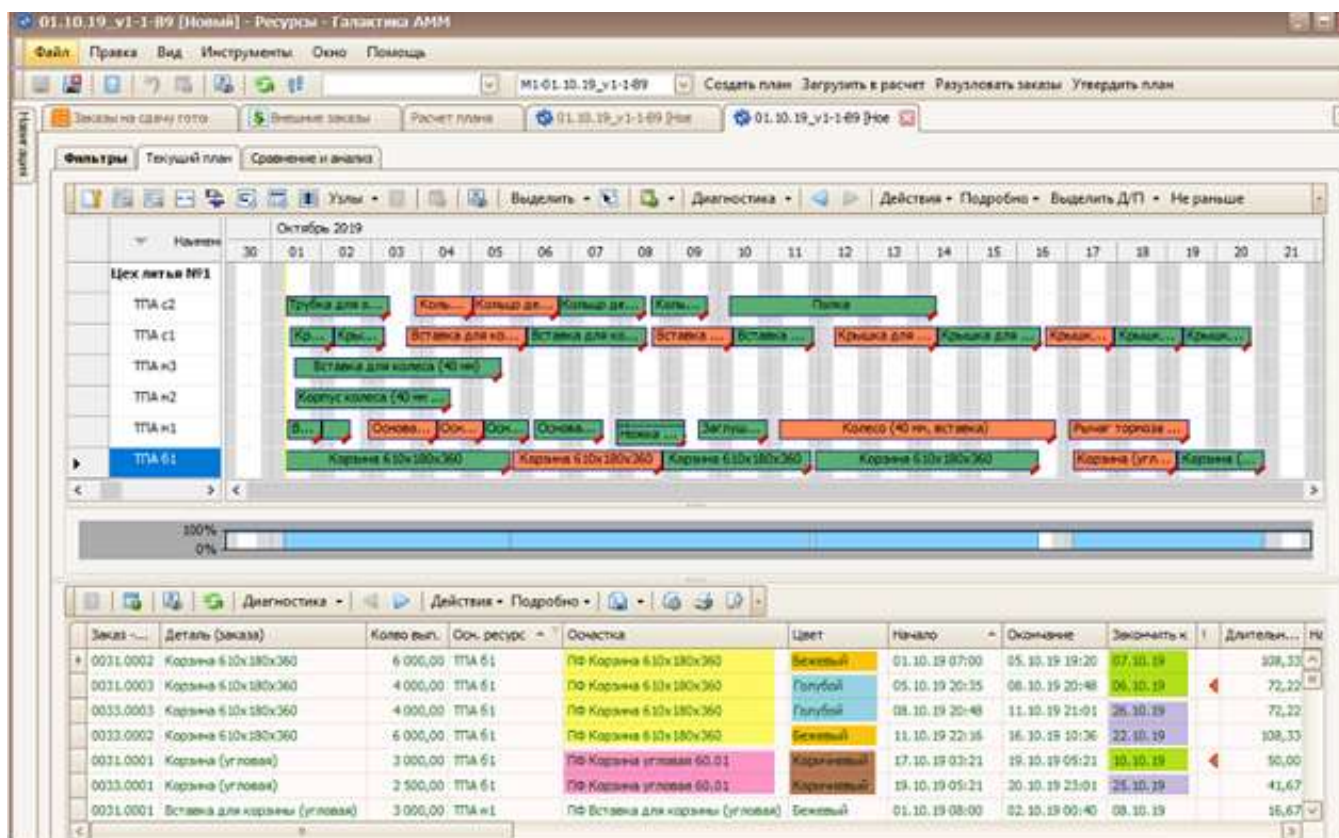


Рис. 6. Вариант плана 9

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенные выше результаты показывают, что подход к составлению групповых расписаний, основанный на использовании критериев относительных прямых затрат и средней полезности выполнения заказов позволяет получить удовлетворительные варианты расписаний как при стратегии «под заказа», так и при стратегии «на склад». При этом, вообще говоря, нельзя утверждать, что какой-то из этих вариантов является наилучшим в полученном наборе вариантов или, тем более среди всего множества возможных вариантов.

Разработана программа и приведен пример ее применения. Для окончательного выбора варианта расписания рекомендуется пользоваться методами Сэвиджа и Гурвица из теории принятия решений.

По сравнению с другими известными методами расписаний для параллельных машин, предложенный метод обеспечивает автоматическое группирование однотипных работ на всех задействованных машинах при одновременном учете необходимого срока выполнения работ. В то же время метод позволяет пользователю выбрать один из

предлагаемых вариантов плана, руководствуясь собственным опытом.

Практический опыт применения системы Галактика АММ, имеющий широкие функциональные возможности совместно с использованием продвинутых методик планирования позволяет снизить издержки не только за счет выбора оптимального варианта плана, но и за счет снижения трудозатрат на процесс планирования и управленческие процессы. Минимизируется количество ошибок, связанных с человеческим фактором. В целом повышается качество и скорость планирования и перепланирования производства. В том числе за счет оперативной передачи аналитической информации по результатам расчета в смежные службы.

Платформа системы имеет гибкий инструмент разработки, который предоставляет возможность в сжатые сроки вносить корректировки в существующие APS-алгоритмы, а также разрабатывать дополнительные, в случае приобретения более современного или нового оборудования, с новыми техническими характеристиками.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Маургауз Ю.Е. «Продвинутое» планирование и расписания.- М.: Экономика, 2012, 574 с.

---

---

# APS for Plastic Manufacturing with Group Shop Scheduling

Mauergauz Y.E.  
Russian MES center  
Moscow, Russia  
prizas@yandex.ru

Prohoda V.V., Muhamedzyanov M.X.  
Company "Projects and decisions"  
Naberegni Chelni, Russia  
info@p3s.ru

*Abstract.* The special system is presented which is destined for daily scheduling at plastic manufacturers. Manufactured products have great diversity and each production type needs for special die on the extruder. This system is usually destined for "make-to-orders" strategy, but it is may be used at "make-to-stock" too. The system is jointed with ERP System "Galaxy". The method of

scheduling for several machines uses two criteria on simultaneously: direct cost of processing and adjusting and mean orders utility.

*Keywords:* self-driving plastic production; parallel machines; group scheduling; production intensity.

# Вычислительные эксперименты с применением имитационной модели теплоэнергетических процессов в системах тепло- и водоснабжения

Карташев А.Л., Карташева М.А., Бондарев Ю.Л.

Южно-Уральский государственный университет  
Челябинск, Россия

al\_kartashev@mail.ru, ma\_kartasheva@mail.ru, yu\_bondarev@mail.ru

**Аннотация.** В статье рассмотрены вопросы проведения вычислительных экспериментов с применением имитационной модели теплоэнергетических процессов в системах тепло- и водоснабжения. Рассмотрены принципы построения имитационных моделей. Приведено описание используемых для исследования теплоэнергетических процессов имитационных моделей. Приведены результаты вычислительных экспериментов теплового потребления для зданий, входящих в состав кампуса Южно-Уральского государственного университета.

**Ключевые слова:** моделирование теплоэнергетических процессов, имитационное моделирование, вычислительный эксперимент, BIM и BEM технологии.

## ВВЕДЕНИЕ

Целью моделирования теплоэнергетических процессов в системах тепло- водоснабжения, с применением BIM и BEM технологий является:

- определение характеристик различных режимов эксплуатации систем;
- моделирование аварийных режимов при эксплуатации систем;
- выявление энергетически эффективных режимов выработки, транспортировки и распределения тепловой энергии и воды.

## ПРИНЦИПЫ ИМИТАЦИОННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Построение имитационной модели в данной работе основывается на принципах математического и имитационного моделирования изложенных в работах [1–18]. Особенностью разрабатываемой имитационной модели стала технология BIM (Building Information Modelling). BIM – это информационное моделирование зданий, в результате которого появляется его информационная модель, которая звучит на английском как Building Information Modeling и сокращенно получила аббревиатуру BIM [19,20]. То есть на каждой стадии процесса строительства мы имеем определённую модель будущего здания, вся обработанная информация о котором отражена в полном объёме. Причём, нельзя точно уже сформировать определённую информацию о модели без внесения каких-либо изменений, так как технология BIM предполагает возможность дополнения модели

необходимыми данными.

Процесс имитационного моделирования решает задачи, поставленные перед его исполнителями, и нацелен только на получение результата, на каждом этапе этого процесса создаётся, развивается, а также совершенствуется информационная модель здания. Информационная модель здания – это структурированная информация о проектируемом, существующем и даже утраченном объекте, которая пригодна для компьютерной обработки, но при этом необходимо учитывать несколько важных пунктов характеристики полученной информации, она должна быть:

- скоординированной нужным образом, согласованной и взаимосвязанной;
- включающей геометрическую привязку;
- пригодной для расчётов и количественного анализа.

Одним из важных замечаний в характеристике BIM является то, что сооружение и все, что с ним связано, рассматривается в общем, как единое неделимое целое, то есть, туда уже входят архитектурная модель, конструктивная модель, коммуникационные модели (например: отопление, электричество, водопровод).

Одним из главных качеств BIM-технологий можно выделить автоматизирование однообразных и утомительных процессов сложной работы с проектными документами, анализом и экспертизой.

BIM-модели не только содержат архитектурные данные, но и включают в себя информацию других разделов проектирования, например, классификацию элементов по несущей функции, составляющие инженерных сетей и даже информацию, относящуюся к энергоэффективности объекта и позволяющую имитировать протекающие в зданиях процессы.

Энергомоделирование зданий (BEM – Building Energy Modeling) – это симуляция «жизни» здания в течение расчётного периода (как правило это 1 год). Модель здания располагается в конкретной географической точке с характерными климатическими условиями. Здание правильно сориентировано по сторонам света. В модели учитывается актуальная окружающая затеняющая застройкой. Модель учитывает функционал объекта, расписания работы людей и оборудования, профили нагрузок, типы и алгоритмы работы инженерных систем.

Работа выполнена при финансовой поддержке Министерства науки и высшего образования Российской Федерации в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2014–2020 годы», уникальный идентификатор проекта RFMEFI57818X0265 (контракт № 075-15-2019-1339 (14.578.21.0265))

Методы энергомоделирования зданий позволяют проанализировать энергетическую и экономическую составляющую от потребления энергоресурсов. Анализ проводится по результатам симуляции годового цикла эксплуатации здания. Результатами является информация об энергоэффективности здания.

На энергоэффективность могут повлиять архитектурные особенности, географическое расположение, ориентация, климатические особенности местности, функционал здания, тип оборудования, расписания и профили нагрузок.

Моделирование позволяет учесть совокупность всех факторов при оценке эффективности мероприятий по повышению энергосбережения здания. Энергомоделирование даёт достоверную картину о степени эффективности того или иного решения. Обладая такой информацией можно обоснованно сделать выбор в сторону только тех решений, которые действительно будут энергоэффективными для рассматриваемого здания.

#### ИМИТАЦИОННЫЕ МОДЕЛИ ЗДАНИЯ

С помощью современного программного обеспечения, сегодня стало возможным построение модели энергопотребления здания. Основное внимание при этом уделяется компоновке здания, ориентации и взаимодействию с окружающей средой и климатом.

Применительно к рассматриваемой теме энергоресурсосбережения и комфортности зданий следует выделить три основных области компьютерного моделирования [2]: – тепловые и энергетические процессы: моделирование теплообмена между оболочкой здания и наружным климатом во взаимодействии с системами поддержания микроклимата помещений и потреблением ими энергии, формирование тепловой среды в помещении, оценка комфортности микроклимата помещений;

– светотехнические процессы: моделирование естественного и искусственного освещения или их комбинации с целью исследования возможности применения энергосберегающих стратегий и оценки уровня комфорта;

– аэродинамические процессы: моделирование работы систем вентиляции и кондиционирования воздуха, оценка возможности применения естественной вентиляции, оценка комфортности микроклимата помещений.

Следует заметить, что вышеназванные процессы тесно связаны между собой, так, например, увеличение площади остекления повысит долю естественного освещения и снизит энергопотребление системы искусственного освещения, но при этом увеличит нагрузку на системы кондиционирования воздуха и отопления.

В качестве среды для разработки моделей рассмотрим наиболее распространённые на территории России программные продукты, а именно: Revit Architecture, AutoCAD Architecture и ARCHICAD.

Autodesk AutoCAD Architecture. Данный продукт разработан на базе классического AutoCAD с добавлением специализированных инструментов для создания архитектурных моделей (стены, колонны, балки, крыши, перекрытия, двери, окна и др.). Это помогает повысить эффективность и скорость проектирования и создания проектной документации.

Autodesk Revit Architecture. Revit Architecture является частью программного комплекса Autodesk Revit, специализированной для архитектурно-строительного раздела проектирования. Отличительной особенностью данного программного комплекса является то, что он основан на технологии информационного моделирования зданий – BIM – Building Information Modeling.

Создание комплексной информационной модели здания в Revit Architecture позволяет использовать методы экологически рационального проектирования, планирования строительства и производства.

Изменения в любой части модели отражаются на всем проекте. Это позволяет обеспечить эффективность, надёжность и согласованность принимаемых проектных решений.

ARCHICAD. Работа в ARCHICAD сводится к построению централизованной 3D-модели объекта проектирования, на основании которой формируется документация. Благодаря тому, что все данные хранятся в централизованной модели, любые изменения этой модели автоматически отражаются на всех планах, разрезах, фасадах, а также в спецификациях. Централизованная база данных ARCHICAD позволяет вносить и редактировать информацию о модели и любых её компонентах на всём протяжении жизненного цикла объекта строительства, что упрощает процесс его возведения и эксплуатации.

Разработка имитационной модели осуществляется на примере комплекса зданий научно-практического полигона ФГАОУ ВО «ЮУрГУ (НИУ)» с целью получения возможности сравнить результаты моделирования с реальными данными при проведении вычислительных экспериментов.

#### ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ИМИТАЦИОННЫХ МОДЕЛЕЙ

Вычислительные эксперименты проведены на примере зданий кампуса Южно-Уральского государственного университета, включающие:

- объекты генерации электрической энергии: газопоршневую ТЭЦ, газотурбинную станцию, газовую котельную, центральный тепловой пункт, насосные станции;
- объекты социальной инфраструктуры: общежития, жилые дома, учебные и лабораторные корпуса ЮУрГУ.

Таким образом, имитационная модель теплоэнергетических процессов в системах тепло- и водоснабжения создана для трёх вариантов: производственные помещения, жилые и учебные корпуса. При проведении вычислительных экспериментов для каждого варианта будут исследованы оптимальные режимы теплоэнергетических процессов.

Из краткой схемы моделирования (рис. 1) видно, что в расчёт включены все основные факторы и механизмы взаимодействия, которые имеют место в реальности. По сути, в ходе проектирования создается некая математическая модель, отражающая работу здания в реальных условиях, – модель энергопотребления здания (Building Energy Model), которая включает в себя архитектурную модель, связывая её с инженерными системами. Эта связь описана в математических алгоритмах, на которых построена программа расчёта. У разработчиков нет необходимости вво-

дить эти алгоритмы, но тем более ответственным является ввод начальных данных.



Рис. 1. Краткая схема моделирования

Все компоненты модели могут быть объединены в 4 основные категории:

- погодные данные – массив параметров окружающей среды, таких как температура, влажность, давление, скорость ветра, значение солнечной радиации; для детального моделирования здания требуется детальная модель окружающей среды, в разработанной модели используются массивы почасовых значений каждого параметра;
- геометрия здания и окружения, в геометрическую модель входят только элементы, участвующие в процессах теплообмена: внешние и внутренние ограждающие конструкции, элементы внутренней тепловой инерции, затеняющие элементы здания и окружения; обязательными являются базовые параметры: плотность, толщина слоя, теплопроводность, теплоёмкость и коэффициенты отражения видимого и ИК-излучения;
- «расписания» внутренних параметров: почасовые значения параметров модели, заменяющие стационарные величины, например, расчётную температуру в помещении; в разработанной модели используется 2 вида «расписаний»: задающие внутренние нагрузки (количество людей, потребление электричества системами освещения и оборудованием, потребление воды) и внутренние параметры (микроклимат в помещениях, параметры работы инженерных систем);
- модели систем и оборудования; ввиду большой сложности инженерных систем по сравнению с той же архитектурной составляющей, в разработанной модели предусмотрен шаблонный уровень их детализации.

В первую очередь, строится трёхмерная модель здания (рис. 2). Модель, в первую очередь, служит инструментом задания геометрических характеристик и основой для задания граничных условий теплообмена, а во вторую очередь, инструментом для анализа и представления результатов. Каждое здание разбивается на зоны, которые чаще всего представляют собой отдельные помещения, однако, могут являться группами помещений или отдельными частями помещений, что определяется целью моделирования. Создание трёхмерных моделей не вызывает больших трудностей и не требует много времени. Также строится модель инженерных систем здания (рис. 3)



Рис. 2. Трёхмерная модель здания

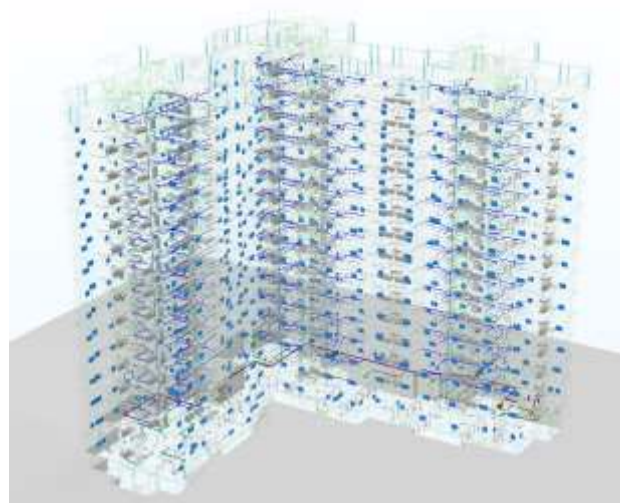


Рис. 3. Модель инженерных систем здания

На рис. 3 и рис. 4 представлены результаты имитационного моделирования для модельного здания, используемого в качестве тестового примера.



Рис. 4. Составляющие теплового баланса помещения в течение суток (графическое представление)



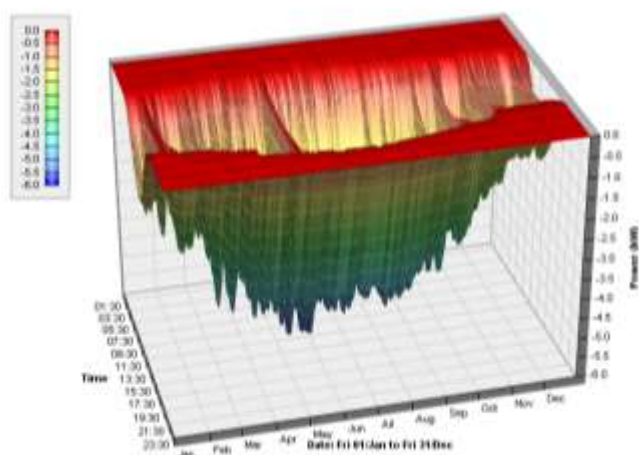


Рис. 5. Составляющие теплового баланса помещения в течение суток (трехмерное представление)

#### ВЫЧИСЛИТЕЛЬНЫЕ ЭКСПЕРИМЕНТЫ НА ПРИМЕРЕ КАМПУСА ЮУРГУ

Для верификации предложенных имитационной модели и методов оптимизации было проведено 2 эксперимента на базе научно-практического полигона Южно-Уральского государственного университета (НИУ «ЮУрГУ»):

В ходе первого эксперимента для трех объектов НИУ «ЮУрГУ» (Учебно-лабораторный корпус 3Д, ангары Автотракторного факультета, корпус факультета валеологии) производилось сравнение эффективности потребления тепловой энергии в зависимости от температуры воздуха внутри помещений зданий при использовании нескольких вариантов подключения тепловой нагрузки.

В ходе второго эксперимента выполнялось сравнение эффективности потребления тепловой энергии и температуры воздуха внутри помещений зданий при различных вариантах оптимизации температуры теплоносителя, подаваемого источником тепловой энергии в тепловую сеть системы теплоснабжения. В качестве объекта в эксперименте использовалась система теплоснабжения, включающая здания 2 и 3 учебно-лабораторных корпусов, здания учебно-спортивного комплекса, котельную и газотурбинную станцию.

Каждый эксперимент производился для 4 температур наружного воздуха (0, -10 °С, -20 °С, -30 °С).

Для сравнения эффективности потребления тепловой энергии в зависимости от температуры воздуха внутри помещений зданий производилось 16 экспериментов для 4 температур наружного воздуха с пятью вариантами подключения тепловой нагрузки:

- без автоматического регулирования в зависимости от температуры наружного воздуха;
- без автоматического регулирования в зависимости от температуры наружного воздуха с ограничением расхода на отопительных приборах посредством автоматического терморегулирующего клапана;
- с автоматическим регулированием расхода теплоносителя посредством узла смешения по графику зависимости температуры возвращаемого в тепловую сеть теплоносителя от температуры наружного воздуха;

- с автоматическим регулированием расхода теплоносителя с помощью автоматического терморегулирующего клапана в зависимости от температуры наружного воздуха с коррекцией по средней температуре воздуха внутри помещений;
- автоматизированный тепловой пункт с автоматическим регулированием расхода и температуры теплоносителя по графику зависимости температуры подаваемого в систему отопления теплоносителя от температуры наружного воздуха.

Для сравнения эффективности потребления тепловой энергии в зависимости от температуры воздуха внутри помещений при различных вариантах оптимизации температуры теплоносителя проводилось 9 экспериментов для 3 температур наружного воздуха с расчётом 3 вариантов температур теплоносителя в системе теплоснабжения:

- без оптимизации температуры теплоносителя; при расчете применялся используемый в данное время график температуры теплоносителя в зависимости от температуры наружного воздуха;
- с минимизацией температуры теплоносителя и потребления тепловой энергии при условии обеспечения на всех объектах средних температур помещений, которые были бы не ниже нижних пределов соответствующих для этих объектов нормативных температур согласно санитарным нормам;
- с оптимизацией температуры теплоносителя при минимизации потребления тепловой энергии при условии обеспечения на всех объектах средних температур помещений, которые были бы наиболее близки к соответствующим для этих объектов нормативным температурам согласно санитарным нормам.

Результаты имитационного моделирования представлены в табл. 1. Результаты моделирования также представлены на рис. 6 и рис. 7.

Таблица 1

#### Результаты моделирования

Режимы		Температура наруж. воздуха Тн, °С	Без оптимизации температуры помещений Тп	Минимальная температура помещения Тп	Оптимальная температура помещений Тп
Температура теплоносителя Т1, °С		-30	95,0	94,9	96,1
		-20	85,0	80,0	81,0
		-10	75,0	65,1	65,9
Температура помещений Тп, °С	3Д (Тп=20..24)	-30	20,2	20,2	20,7
		-20	22,3	20,1	20,6
		-10	24,3	20,0	20,4
	Ангараы (Тп=18..22)	-30	19,5	19,5	20,0
		-20	21,7	19,6	20,0
		-10	23,8	19,6	20,0
	Валеология (Тп=20..24)	-30	20,1	20,0	20,5
		-20	22,1	20,0	20,4
		-10	24,1	20,0	20,4
Тепловая энергия Qсум, Гкал/ч		-30	4,169	4,167	4,189
		-20	3,454	3,367	3,384
		-10	2,742	2,554	2,575
Экономия при оптимизации, %		-30		0,06	-0,48
		-20		2,54	2,02
		-10		6,85	6,10

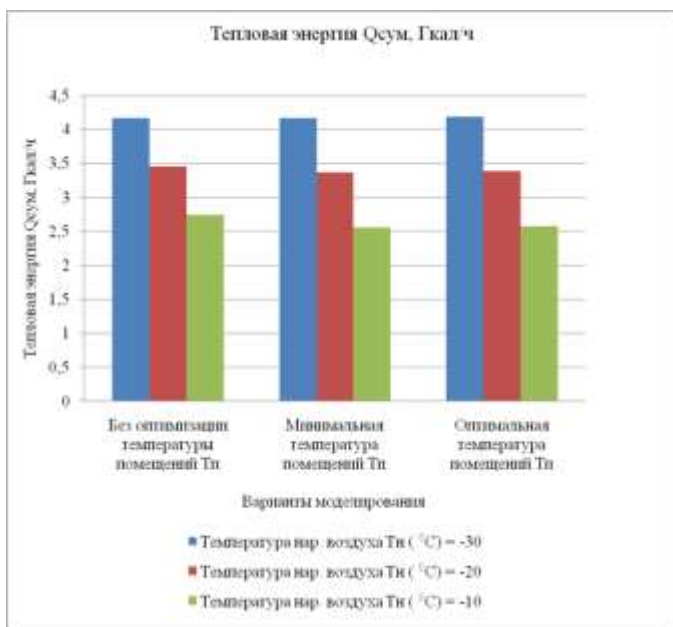


Рис. 6. Потребление тепловой энергии

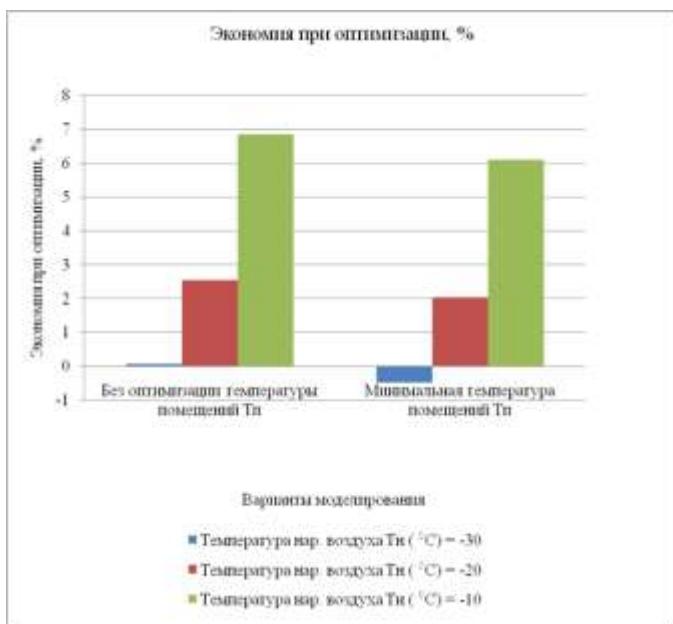


Рис. 6. Экономия потребление тепловой энергии при оптимизации

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Вычислительные эксперименты с применением имитационного моделирования теплоэнергетических процессов в системах тепло-, водоснабжения на примере трех объектов научно-практического полигона показали, что самая высокая экономия достигается при индивидуальном регулировании потребления тепловой энергии с помощью автоматического терморегулирующего клапана в зависимости от температуры помещения и в теплые периоды отопительного сезона (при температуре наружного воздуха  $0^{\circ}\text{C}$ ) может достигать в среднем 27%. Регулирование может производиться как по температуре подаваемого или возвращаемого теплоносителя, так и по средней температуре помещений.

Решена задача оптимизации температуры теплоносителя в системе теплоснабжения, позволяющая минимизировать расход тепловой энергии в системах отопления зданий при максимально комфортной температуре помещений зданий.

Вычислительные эксперименты показали, что суммарная экономия при минимизации температур помещений в пределах значений, установленных санитарными нормами помещений для этих зданий, составляет 6,85%. При минимизации температур помещений до наиболее комфортных согласно санитарным нормам для этих зданий экономия составит 6,10%. При этом максимально комфортная температура в среднем по трем зданиями на  $0,5^{\circ}\text{C}$  выше минимально допустимой. С учётом допустимого диапазона температур, равного  $2^{\circ}\text{C}$ , и низкой разницы в экономии, равной 0,75% считаем целесообразным поддержании наиболее комфортной температуры.

Предложенные методы моделирования, оптимизации и управления тепловыми режимами зданий позволяют находить оптимальные номинальные значения режимных параметров системы теплоснабжения, обеспечивающих энергосберегающий режим ее работы. Внедрение энергосберегающих систем управления теплоснабжением зданий, обеспечивающих экономиию до 25% тепловой энергии, рекомендованы к внедрению на объектах.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Информационные технологии и вычислительные системы: Высокопроизводительные вычислительные системы. Математическое моделирование. Методы обработки информации / Под ред. С.В. Емельянова. - М.: Ленанд, 2012. - 100 с.
2. Алпатов Ю.Н. Математическое моделирование производственных процессов: Учебное пособие / Ю.Н. Алпатов. - СПб.: Лань, 2018. - 136 с.
3. Голубева Н.В. Математическое моделирование систем и процессов. Учебное пособие / Н.В. Голубева. - СПб.: Лань, 2016. - 192 с.
4. Горлач Б.А. Математическое моделирование. Построение моделей и численная реализация: Учебное пособие / Б.А. Горлач, В.Г. Шахов. - СПб.: Лань, 2018. - 292 с.
5. Жирков А.М. Математическое моделирование систем и процессов: Учебное пособие / А.М. Жирков, Г.М. Подопригра, М.Р. Цуцунава. - СПб.: Лань КИТ, 2016. - 192 с.
6. Зайдель А.Н. Математическое моделирование. Построение моделей и численная реализация: Учебное пособие / А.Н. Зайдель. - СПб.: Лань, 2016. - 304 с.
7. Зарубин В.С. Математическое моделирование в технике: Учебник для вузов / В.С. Зарубин. - М.: МГТУ им. Баумана, 2010. - 496 с.
8. Яглом И.М. Математические структуры и математическое моделирование / И.М. Яглом. - М.: Ленанд, 2018. - 144 с.
9. Акопов А.С. Имитационное моделирование: Учебник и практикум для академического бакалавриата / А.С. Акопов. - Люберцы: Юрайт, 2016. - 389 с.

- 
10. Девятков В.В. Имитационное моделирование: Учебное пособие / Н.Б. Кобелев, В.А. Половников, В.В. Девятков. - М.: КУРС, НИЦ Инфра-М, 2013. - 368 с.
11. Кобелев Н.Б. Имитационное моделирование: Учебное пособие / Н.Б. Кобелев, В.В. Девятков, В.А. Половников. - М.: Инфра-М, 2016. - 448 с.
12. Решмин Б.И. Имитационное моделирование и системы управления / Б.И. Решмин. - Вологда: Инфра-Инженерия, 2016. - 74 с.
13. Рыжиков Ю.И. Имитационное моделирование. Теория и технологии. / Ю.И. Рыжиков. - М.: Альтекс-А, 2004. - 384 с.
14. Боев В.Д. Имитационное моделирование систем : учеб. пособие для прикладного бакалавриата / В. Д. Боев. — М. : Издательство Юрайт, 2017. — 253 с.
15. Броннов С.А. Имитационное моделирование: учебное пособие / С.А. Броннов. – Красноярск: ФГОУ ВПО «Сибирский федеральный университет», 2007. – 82 с.
16. Бусленко Н.П. Моделирование сложных систем / Н.П.Бусленко. – М.: Наука, 1978. – 400с.
17. Девятков В.В. Методология и технология имитационных исследований сложных систем: современное состояние и перспективы развития: монография / В.В. Девятков – М.: Вузовский учебник.: ИНФРА-М, 2013. – 448 с.
18. Averill M. Law. Simulation Modeling and Analysis / Averill M. Law, W. David Kelton. – Fourth Edition. – McGraw-Hill, 2007. – 768 p.
19. BIM-моделирование в задачах строительства и архитектуры [Электронный ресурс]: Материалы Всероссийской научно-практической конференции 29–30 марта 2018 года – Режим доступа: [https://www.spbgasu.ru/upload-files/nauchinnovaz/konferenzii/bimconf\\_2018.pdf](https://www.spbgasu.ru/upload-files/nauchinnovaz/konferenzii/bimconf_2018.pdf)
20. Портал САПР, PLM и ERP [Электронный ресурс] : Талапов Владимир. BIM: что под этим обычно понимают. Второе издание. Статья – Режим доступа: [http://isicad.ru/ru/articles.php?article\\_num=17298](http://isicad.ru/ru/articles.php?article_num=17298)

# Computational Experiments Using a Simulation Model of Heat Energy Processes in Heat and Water Supply Systems

Kartashev A.L., Kartasheva M.A., Bondarev Y.L.

South Ural State University

Chelyabinsk, Russia

[al\\_kartashev@mail.ru](mailto:al_kartashev@mail.ru), [ma\\_kartasheva@mail.ru](mailto:ma_kartasheva@mail.ru), [yu\\_bondarev@mail.ru](mailto:yu_bondarev@mail.ru)

**Abstract.** The article considers the issues of conducting computational experiments using a simulation model of heat and energy processes in heat and water supply systems. The principles of building simulation models are considered. A description of the simulation models used to study the heat energy processes is given. The results of computational experiments on heat con-

sumption for buildings included in the campus of the South Ural State University are presented.

**Keywords:** simulation of heat and power processes, simulation, computational experiment, BIM and BEM technologies.

# Нелинейная фильтрация хаотического сигнала в радиотехнической системе

Казимиров А.Н.

Южно-Уральский государственный университет

Челябинск, Россия

kazimirovan@susu.ru

**Аннотация.** Создание нелинейных радиотехнических систем является перспективным направлением. В радиотехнической системе в качестве информационного сигнала может использоваться хаотическое колебание. Снижается отношение мощности сигнала к мощности шума. При использовании явления стохастического резонанса в бистабильной нелинейной динамической системе создаются условия для усиления слабого информационного сигнала в результате его взаимодействия с шумом. Такой нелинейный фильтр содержит бистабильную систему-триггер Шмитта и линейный фильтр. Фильтрация происходит за счет эффекта стохастического резонанса. Сигнал на выходе нелинейной системы усиливается при некоторой оптимальной интенсивности шума. Модель реального информационного сигнала представляет собой хаотическое колебание. Хаотические колебания генерируются нелинейной динамической системой. С современной точки зрения хаотические и стохастические колебания различаются по величине фрактальной размерности. Существуют теоретические исследования нелинейных динамических систем с добавлением шума. Прикладные исследования радиотехнических систем в программах схемотехнического моделирования отсутствуют. Проблемы обработки хаотических сигналов в приемниках недостаточно исследованы. В этом случае сигнал передатчика претерпевает изменения в канале связи из-за фильтрующих свойств канала и добавления помех к сигналу. Ранее рассматривалось явление стохастического резонанса применительно к фильтрации аддитивной смеси гармонического сигнала и шума. Представлены результаты экспериментального исследования нелинейной фильтрации смеси хаотического сигнала и шума в программе Multisim.

**Ключевые слова:** стохастический резонанс, хаотическое колебание, триггер Шмитта.

## ВВЕДЕНИЕ

Реальные информационные сигналы имеют определенную полосу частот. В настоящее время существует тенденция использования сложных широкополосных сигналов для передачи информации и снижение отношения мощности сигнала к мощности шума. Поэтому, необходимо рассматривать явление стохастического резонанса в приложении к таким сигналам [1, 6]. При использовании явления стохастического резонанса в бистабильной нелинейной динамической системе создаются условия для усиления слабого информационного сигнала в результате его взаимодействия с шумом. Модель реального информационного сигнала – это хаотическое колебание. Такой процесс может генерироваться нелинейной системой. Сигнал является детерминированным, но сложным. С современной точки зрения хаотические и стохастические колебания идентифицируются различными методами нелинейной динамики. Например, по величине фрактальной

размерности. Имеются теоретические исследования нелинейных динамических систем с добавлением шума. Прикладные исследования по нелинейной фильтрации посвящены сигналам с классическими видами модуляции.

## НАПРАВЛЕНИЕ ИССЛЕДОВАНИЙ

Актуальны вопросы обработки хаотических сигналов в приемных устройствах. При этом сигнал передатчика претерпевает изменения в канале связи из-за фильтрующих свойств канала и добавления к сигналу шума. Ряд авторов рассматривают явления стохастического резонанса и стохастической фильтрации в приложении к обработке аддитивной смеси сигнала и шума [2]. Также рассматривают наложение белого шума на гармонический сигнал. Реальные первичные информационные сигналы имеют определенную полосу частот, учитывая современные тенденции по использованию широкополосных сигналов для передачи информации, необходимо рассматривать явление стохастического резонанса в приложении к таким сигналам. В последние годы явления в нелинейных системах исследуются теоретически, моделируются в вычислительных экспериментах и исследуются в физических устройствах. Наибольшие достижения имеются в вопросах генерации хаотических колебаний. Наименее всего представлены работы по схемотехническому моделированию явлений в нелинейных системах. Для обработки сигналов может быть использовано явление стохастического резонанса, когда в бистабильной нелинейной динамической системе создаются условия для усиления слабого периодического сигнала в результате его взаимодействия с шумом.

Переход от теоретического исследования (математической модели) к радиотехнической системе – проблема настоящего исследования. Имеется потенциальная возможность использования эффекта стохастического резонанса для повышения отношения мощности сигнала к мощности шума. Предлагается исследование этой проблемы в программе схемотехнического моделирования Multisim.

## МОДЕЛЬ НЕЛИНЕЙНОГО ФИЛЬТРА

Математическое моделирование было рассмотрено ранее [6]. Экспериментальное колебание поступает в канал связи, где на него накладывается шум. Далее сигнал с шумом поступает на вход бистабильной системы - триггер Шмитта. Полученное дискретное колебание на выходе триггера Шмитта поступает на вход линейного фильтра, на выходе фильтра наблюдаем обработанный сигнал. Стохастический резонанс теоретически исследуется на основе уравнения (1). Математическая модель:

$$\dot{x} = x - x^3 + A \cdot \cos(\Omega \cdot t + \varphi) + \sqrt{2 \cdot D} \cdot \xi(t) \quad (1)$$

$A \cdot \cos(\Omega \cdot t + \varphi)$  – гармоническое колебание,

$\xi(t)$  – белый шум интенсивности  $D$ .

В исследовании [6] показано, что явление стохастического резонанса может быть использовано для построения нелинейных приемных устройств сигналов различных типов.

Рассмотрим схемотехническое моделирование нелинейных устройств и физические эксперименты. Кроме этого необходима теоретическая база для экспериментов, которая может строиться на основе общей принятой теории стохастического резонанса [1].

Создание радиотехнических систем на основе эффектов стохастической и хаотической динамик является перспективным направлением. Задачу разработки таких систем необходимо ориентировать на использование результатов теоретических исследований процессов в нелинейных радиофизических системах. Представим результаты исследования нелинейной фильтрации смеси хаотического колебания и шума на основе эффекта стохастического резонанса, происходящего в бистабильной системе, с целью выделения информационного хаотического сигнала. Обычно полагают шум «белым», а сигнал узкополосным. В качестве бистабильной системы может быть применен триггер Шмитта. Эффект стохастического резонанса – это явление при котором отклик нелинейной системы на слабый внешний сигнал усиливается с ростом интенсивности шума до некоторого его оптимального значения. Реальные информационные сигналы имеют определенную полосу частот, учитывая современные тенденции по использованию сложных видов модуляции и расширения полосы сигналов для передачи информации, необходимо рассматривать явление стохастического резонанса в приложении к таким сигналам. При использовании явления стохастического резонанса в бистабильной нелинейной динамической системе создаются условия для усиления слабого информационного сигнала в результате его взаимодействия с шумом. Для моделирования реального информационного сигнала используется хаотическое колебание.

Отметим потенциальную возможность использования эффекта стохастического резонанса для повышения отношения мощности сигнала к мощности шума. Предлагается исследовать эти процессы в прикладном аспекте в программе схемотехнического моделирования Multisim. В Multisim собраны генератор хаотического колебания, нелинейный фильтр на основе бистабильной системы – триггера Шмитта, источником шума является встроенный генератор «thermal\_noise». Происходящие, в такой системе, процессы наблюдаются и анализируются с помощью виртуальных приборов: осциллографов и анализаторов спектра. На рисунке 1 (слева) приведена схема модели всего устройства. Генерация хаотического колебания осуществляется транзисторным генератором с резонансной системой лестничного типа [4]. Триггер Шмитта, линейный фильтр и другие вспомогательные устройства собраны на операционных усилителях.

На рис. 1 представлена схема всего устройства: генератора хаотического колебания, источник шума, триггер Шмитта и фильтр. На рис. 2 показан пример работы всего устройства, происходящие процессы отображаются на

дисплеях виртуальных приборов. Сверху приведены осциллограммы входного хаотического колебания и сигнала на выходе триггера Шмитта, прошедшего через нелинейный фильтр, колебаний. Ниже соответственно хаотическое колебание с добавлением шума и реализация шума.

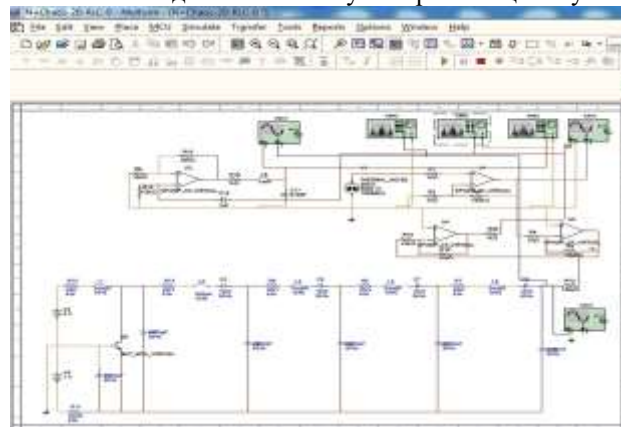


Рис. 1. Схема всего устройства в Multisim.

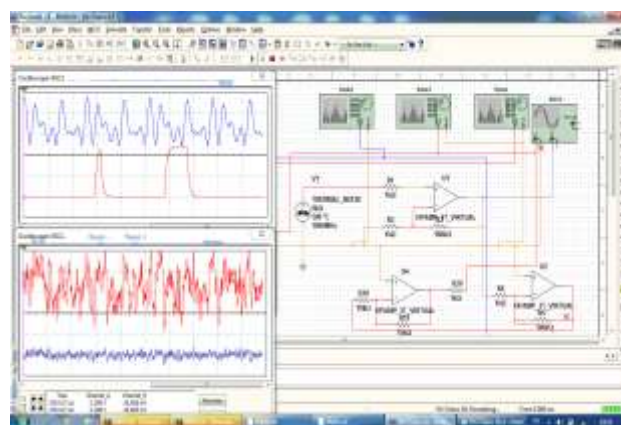


Рис. 2. Моделирование работы всего устройства в Multisim.

При отсутствии шума уровень сигнала недостаточен для переключения триггера Шмитта, поэтому сигнала на выходе нелинейного фильтра нет (рис. 3, внизу).

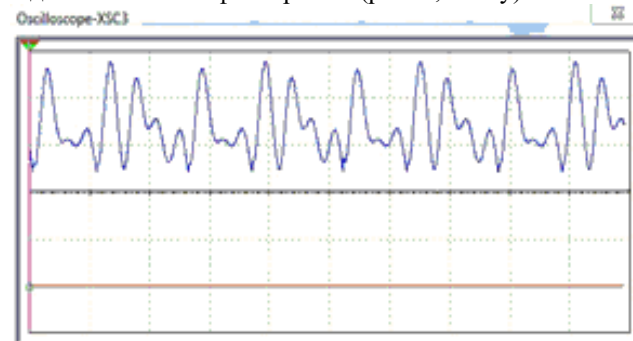


Рис. 3. Хаотический сигнал на входе (вверху) и выходе (внизу) нелинейного фильтра.

Спектр хаотического колебания на выходе транзисторного генератора показан на рис. 4.

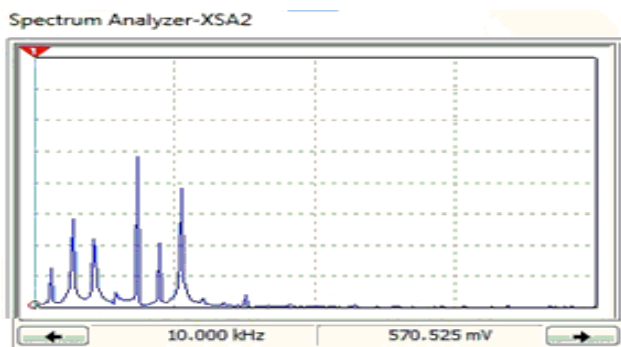


Рис. 4. Спектр хаотического сигнала.

На рис. 5 представлен спектр шума, добавляемого к хаотическому колебанию. Хаотическое колебание с добавлением шума и «шумовая дорожка» на рис. 6.

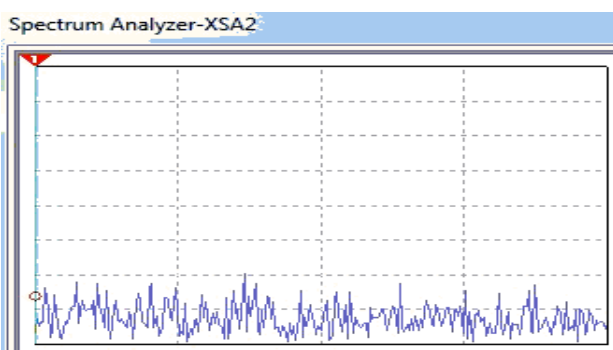


Рис. 5. Спектр шума.

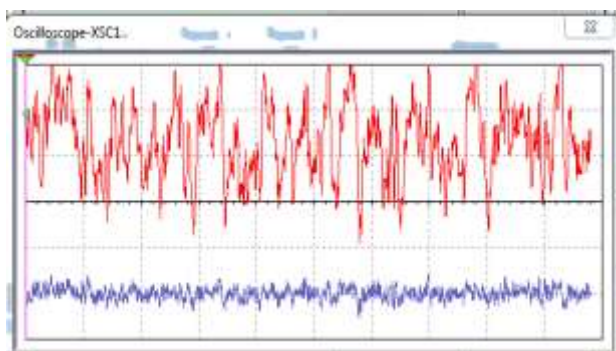


Рис. 6. хаотический сигнал с наложением шума и реализация шума.

Переключения триггера Шмитта начинают происходить, но уровень шума еще далек от оптимального и динамика процесса на выходе нелинейного фильтра не соответствует сигналу – хаотическому колебанию на входе устройства. Если уровень шума увеличивается и становится близок к оптимальному уровню, то сигнал и его спектр выглядят достаточно зашумленными (рис. 7, 8).

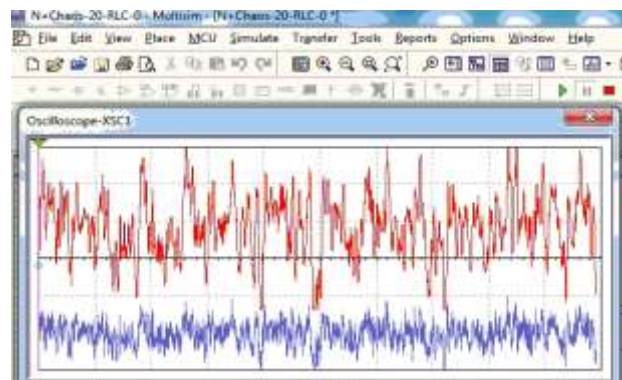


Рис.7. Хаотический сигнал с наложением шума оптимальной интенсивности (вверху) и реализация шума этой интенсивности (внизу).



Рис. 8. Спектр хаотического сигнала с наложением шума.

Хаотическое колебание с наложением шума и сигнал на выходе триггера Шмитта для этого случая на рис. 9.

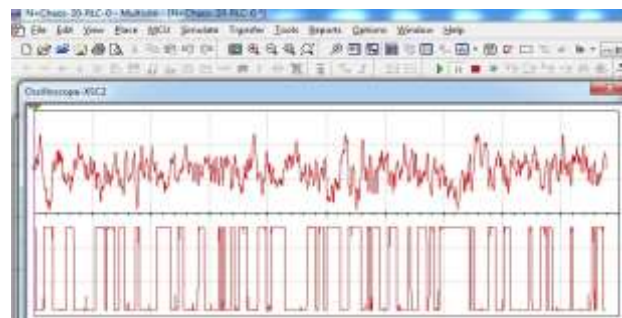


Рис. 9. Хаотический сигнал с наложением шума (вверху) и сигнал на выходе триггера Шмитта (внизу).

Спектр хаотического колебания на входе нелинейного фильтра с добавлением шума показан на рис. 10.

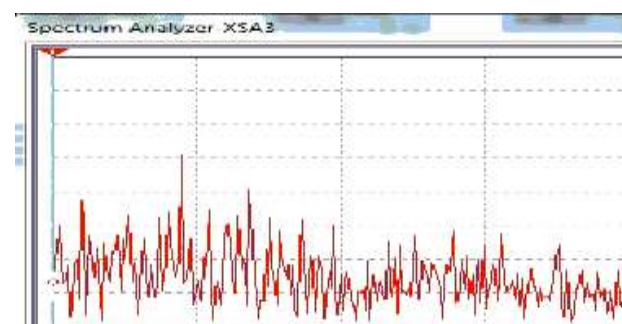


Рис. 10. Спектр хаотического сигнала с наложением шума.

В случае оптимального уровня шума спектр колебания на выходе триггера Шмитта показан на рис. 11.

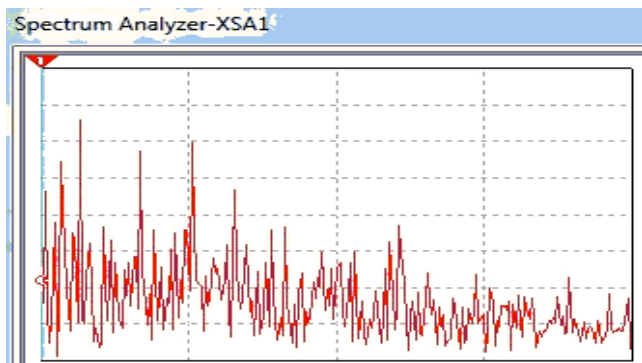


Рис. 11. Спектр колебания на выходе триггера Шмитта

На рис.12 показаны результаты моделирования нелинейного фильтра, включающего в себя триггер Шмитта и линейный фильтр нижних частот. Частота среза линейного фильтра нижних частот определяется на основании спектра хаотического колебания (рис. 4). На рис. 12 сверху исходное хаотическое колебание, внизу колебание на выходе нелинейного фильтра. Спектр выходного колебания соответственно на рисунке 13.

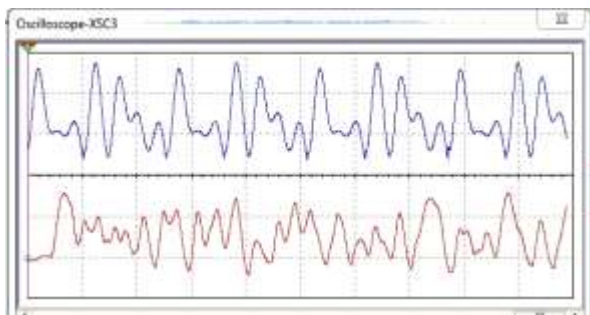


Рис. 12. Исходное хаотическое колебание (вверху) и колебание на выходе нелинейного фильтра (внизу).

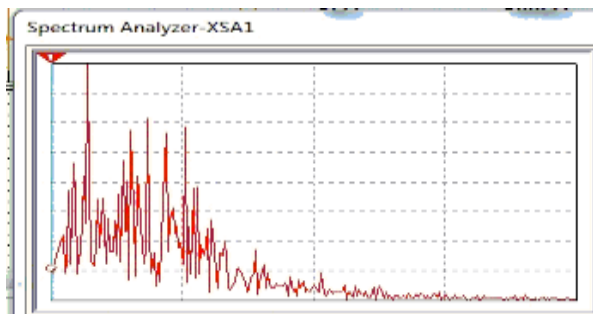


Рис. 13. Спектр колебания на выходе нелинейного фильтра.

На рис. 14 показан пример работы всего устройства, происходящие процессы отображаются на дисплеях виртуальных приборов. Слева сверху приведены осциллограммы входного и выходного, прошедшего через нелинейный фильтр, колебаний. Ниже соответственно реализация шума и сигнал с добавлением шума. Справа, сверху

вниз соответственно, спектр хаотического колебания, спектр сигнала с добавлением шума и спектр колебания на выходе нелинейного фильтра. Параметры у всех трех анализаторов спектра одинаковы.

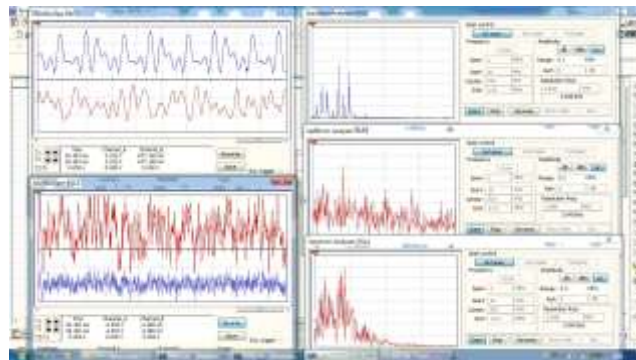


Рис. 14. Осциллограммы и спектрограммы. процесса моделирования нелинейного фильтра.

#### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

При увеличении уровня шума выше оптимального в спектре выходного колебания увеличивается уровень высокочастотных составляющих и в целом динамика выходного процесса менее соответствует исходному хаотическому колебанию.

Проведенные исследования показывают возможность выделения сложного сигнала из его смеси с шумом на основе эффекта стохастического резонанса. Схемотехническая реализация выполнена на основе триггера Шмитта и линейного фильтра нижних частот. Схемотехническое моделирование сокращает сроки исследования по сравнению с теоретическими изысканиями и далее позволит быстрее перейти к физической реализации устройства.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Анищенко В.С. Стохастический резонанс как индуцированный шумом эффект увеличения степени порядка / В.С. Анищенко, А.Б. Нейман, Ф. Мосс, Л. Шиманский-Гайер // Успехи физических наук. – 1999. – Т. 169. №1. – С. 7-38.
2. Домбровский А.Н. Стохастический резонанс и фильтрация сигналов в нелинейной системе второго порядка / А.Н. Домбровский, С.А. Решетняк // Радиотехника, – 2007, №9. – С. 19 – 25.
3. Казимиров А.Н. Генератор сверхширокополосного фрактального сигнала для радиотехнических систем связи / А.Н. Казимиров, В.Ф. Тележкин // Доклады 16-й международной конф. «Цифровая обработка сигналов и ее применение» (DSPA-2014) Т.1, – Москва, 2013, – С. 401-404.
4. Максимов Н.А. Однотранзисторный генератор полосовых хаотических сигналов радиодиапазона / Н.А. Максимов, А.И. Панас // Зарубежная радиоэлектроника. Успехи современной радиоэлектроники. – 2000. №11. – С.61 – 68.
5. Kazimirov A.N. Research of methods of transformation of chaotic signals in radio engineering systems / A.N. Kazimirov, V.F.Telezhkin // Пром-Инжиниринг 2016, – Челябинск 2016, – С. 401-404.
6. Казимиров А.Н. Широкополосные фрактальные сигналы и их обработка в радиотехнических системах /

---

А.Н. Казимиров, В.Ф. Тележкин // Доклады 18-й международной конф. «Цифровая обработка сигналов и ее применение» (DSPА-2016) Т.2. – Москва, 2016, – С. 600-603.

7. Малинецкий Г.Г. Современные проблемы нелинейной динамики / Г.Г. Малинецкий, А.Б. Потапов. – М.: Эдиториал УРСС. 2000. – 336 с.

8. Дмитриев А.С. Динамический хаос как парадигма современных систем связи / А.С. Дмитриев, А.И. Панас, С.О. Старков // Зарубежная радиоэлектроника. Успехи современной радиоэлектроники. – 1997. №10. – С.4 – 25.

9. Ахромеева Т.С. Нестационарные структуры и диффузионный хаос / Т.С. Ахромеева, С.П. Курдюмов, Г.Г. Малинецкий, А.А. Самарский – М.: Наука, 1992.

10. Николис Г. Познание сложного: Введение / Г. Николис, И. Пригожин – М.: Мир, 1990.

11. Richard M. Crownover Introduction to Fractals and Chaos, – Jones and Bartlett Publishers, Inc., 2000, p. 352.

12. Gammaitoni L. Stochastic resonance in bistable systems / L. Gammaitoni, F. Marchesoni, E. Menichella-Saetta, S. Santucci // Phys. Rev. Lett. – 1989. Vol. 62. – P. 349.

13. Lindner B. Effects of noise in excitable systems / B. Lindner, J. Garcia-Ojalvo, A. Neiman, L. Schimansky-Geier // Physics Reports. – 2004. Vol. 392. – P. 321.

14. Potapov A. A. Fractals and Chaos as the Basis of New Breakthrough Technologies in Modern Radio Systems, in R. Kronover, Fractals and Chaos in Dynamic Systems, transl. from Engl. T. E. Krenkel Ed. Technosphere, – Moscow, 2006. – С. 374-479,

15. Podosenov S. A. Fractal and Linked Structures in Relativistic Continuous Medium, Electrodynamics, Quantum Me-

chanics and Cosmology: In three volumes / A.A. Potapov, S.A. Podosenov, A.A. Potapov, J. Foukzon, – Ed. LENAND, Moscow, 2015.

16. B. Mandelbrot. The Fractal Geometry of Nature, W.H. Freeman and Co., San Francisco, 1983.

17. Potapov A.. Chaos Theory, Fractals and Scaling in the Radar: A Look from 2015, Chapter 12 in book: in Skiadas C. Ed. The Foundations of Chaos Revisited: From Poincaré to Recent Advancements. – Springer, Switzerland, Basel, – P. 195-218, 2016.

18. McCorkley J. A Tutorial on ultra wideband technology //IEEE 802.15 Working Group, submission. – N.Y.: IEEE, 2000.

19. Kravchenko V.F. A New Class of Fractal Ultra-Wideband Signals / V.F. Kravchenko, O.V. Lazorenko, V.I. Pustovoi, L.F. Chernogor // Doklady Akademii Nauk – 2007, Vol. 413, No. 1, – P. 31–35.

20. Arnold L. Random Dynamical System. – Berlin: Springer, 2003.

21. Esteller R. A comparison of waveform fractal dimension algorithms / R. Esteller, G. Vachtsevanos, J. Echauz, B. Litt // IEEE Trans. Circ. Syst. – 2001, vol. 48(2), – P. 177–183,.

22. Kazimirov A.N. Generator of fractal signal for systems of transfer of the information / A.N.Kazimirov, V.F. Telezhkin // 14th International Conference DSPА-2012. – Moscow, 2012. – Vol. 1, P. 253-254.

# Non-Linear Filtering Of Chaotic Signal In A Radio System

A.N.Kazimirov

South Ural State University  
Chelyabinsk, Russia  
kazimirovan@susu.ru

**Abstract.** Nonlinear radio engineering systems are promising. There is a tendency to use complex broadband signals to transmit information. The ratio of signal power to noise power is reduced. When using the stochastic resonance phenomenon in a bistable nonlinear dynamic system, conditions are created for amplifying a weak information signal as a result of its interaction with noise. Such a nonlinear filter contains a bistable system-a Schmitt trigger and a linear filter. Filtering occurs due to the stochastic resonance effect. The signal at the output of a nonlinear system is amplified at some optimal noise intensity. The model of a real information signal is a chaotic oscillation. Chaotic oscillations are generated by a nonlinear dynamic system. From the modern point of view, chaotic and stochastic fluctuations are determined by the value of the fractal dimension. There are theoretical studies of nonlinear dynamic systems with added noise. There are no

applied studies of radio engineering systems in circuit modeling programs. Problems of processing chaotic signals in receivers have not been sufficiently investigated. In this case, the transmitter signal undergoes changes in the communication channel due to the filtering properties of the channel and the addition of interference to the signal. It is not enough to consider the phenomenon of stochastic resonance in relation to filtering an additive mixture of a harmonic signal and noise. The results of an experimental study of a nonlinear filter in the Multisim program are presented.

**Keywords:** stochastic resonance, chaotic fluctuations, Shmitt trigger..



**Пром-Инжиниринг**  
**труды VI Всероссийской научно-технической конференции**

18-22 мая 2020 года

Москва-Челябинск-Новочеркасск-Волгоград-Сочи

Текстовое электронное издание

45,0 Мб

Ответственный редактор: профессор, доктор техн. наук А.А. Радионов

Издательский центр Южно-Уральского государственного университета

---

Подписано к использованию 20.06.2020  
Заказ 355

---

454080, г. Челябинск, пр. им. В.И. Ленина, 76