ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
науки и технологий РФ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 9 • сентябрь • 2018

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113.004

БАЗОВАЯ МОДЕЛЬ СТОИМОСТИ ЖИЗНЕННОГО ЦИКЛА. ЭФФЕКТИВНОСТЬ И КРИТЕРИИ НАДЁЖНОСТИ СЛОЖНЫХ ТЕХНИЧЕСКИХ СИСТЕМ

Канд. техн. наук **ГЕРАСИМОВ А.Р., ГОРИН Л.Н., ЛОПОТКИН А.М.**
Институт транспорта, сервиса и туризма Нижегородского ГИЭУ (alexei-lopotkin@yandex.ru)

Проведён анализ взглядов исследователей по проблеме управления жизненным циклом сложных технических изделий.

Ключевые слова: *жизненный цикл, стоимость жизненного цикла, система управления жизненным циклом, критерии надёжности, сложные технические системы, предпроектные исследования, интегральная мера эффективности, PLM, PDM технологии.*

Gerasimov A.R., Gorin L.N., Lopotkin A.M.

BASIC MODEL OF VALUE OF LIFE CYCLE. EFFICIENCY AND CRITERIA OF RELIABILITY OF COMPLEX TECHNICAL SYSTEMS

This article analyzes the views of researchers on the problem of "life cycle management of complex technical products".

Keywords: *life cycle, life cycle cost, life cycle management system. reliability criteria, complex technical systems, pre-project studies, integrated measure of efficiency, PLM.*

Сложные инженерные системы (энергетические установки различных типов, авиа- и судовые комплексы, транспортно-технологические машины) проходят жизненный цикл, занимающий не один десяток лет. Описывая перечисленные системы, авторы стремятся выделить важность установленных границ, которые очерчивают множество потребностей и практических решений, и построения иерархического восприятия физической структуры системы. Любой элемент уровня рассматриваемой структуры есть некая система. Общие свойства системы на границе возникают в результате взаимодействия между всеми элементами системы и т.д. В результате возникает необходимость перехода от "анализа информации об изделии" и "управления данными об изделии PDM", к "управлению жизненным циклом".

Управление жизненным циклом состоит в обеспечении связности всех состояний системы, как в прямом направлении (передача конструкторской документации на основное производство), так и в обратном (анализ и учёт надёжности эксплуатируемых систем), т.е. это привычные для системной инженерии практики управления информацией и конфигурацией. Фундаментальные открытия естествознания становятся объективными источниками необходимости и возможности создания и применения новых изделий. С осознанием новой цели (необходимости удовлетворения новой или изменившейся потребности) начинается длинный путь формирования и развития этапов жизненного цикла изделия.

В существующих классификациях этапов жизненного цикла сложных технических систем (СТС) не всегда присутствуют разделы предпроектных исследований и утилизации этих изделий. Наличие в проектной документации обоснования принципиальных технико-экономических решений по отношению к стадиям жизненного цикла является стандартом, обязательным условием. Большинство же российских проектов "современных" СТС такими решениями не обеспечено (за исключением проектов атомных электростанций и военной техники), что существенно влияет на их конкурентоспособность на мировых рынках, вынуждает производителей и/или поставщиков к снижению цен. Как следствие, неопределённые оценки затрат позволяют лишь в какой-то мере оценить полную стоимость произведённого продукта.

В рамках задачи освоения современных способов и методов технологического развития разработан национальный стандарт российской федерации "Стоимость жизненного цикла" [1]. Область его распространения —

"общие указания по проведению анализа стоимости жизненного цикла и разработке модели стоимости". Ограничение в использовании предложенной методики составляет "оценка затрат, связанных с приобретением продукта, владением им и его утилизацией" [1, с. 7]. Предложение об использовании "методов оценки стоимости жизненного цикла по аналогии, инженерный и параметрический" оставляет исполнителю дополнительные трудности в поисках математического аппарата при расчётах различных параметров и переменных. Хотя в итоге удаётся преобразовать трудозатраты при выполнении тех или иных работ в их стоимость. Не совсем корректным представляется авторам предложение о проведении оценки стоимости жизненного цикла "в целом, так и по отношению к отдельным его частям". При этом как бы обесценивается сама идея стоимости жизненного цикла. Очень современно выделен раздел 4.4 "Взаимосвязи между надёжностью и стоимостью жизненного цикла". Анализ надёжности должен быть составной частью процесса проектирования и оценивания стоимости жизненного цикла любых продуктов [1, с. 3]. Как бы ни были различны подходы к рассмотрению этапов жизненного цикла изделия, их объединяет одно: процесс становления и развития технического изделия должен быть управляемым.

Цель управления заключается в том, чтобы обеспечить наибольшую эффективность СТС на этапах жизненного цикла. Одним из очередных подходов рассмотрена базовая модель стоимости жизненного цикла для энергетического оборудования [2] с представленной методикой расчёта стоимости жизненного цикла наукоёмкой продукции. Взяв за основу PLM-стратегию [3], которая несомненно позволяет предприятию эффективно обновлять свои продукты и релевантные услуги на протяжении всего бизнес-цикла, авторы ограничились рассмотрением лишь "критерия спроса на электроэнергию" (не умаляя рассмотренных проблем при проектировании, изготовлении, обслуживании и утилизации). Привлекательным является "критерий минимизации затрат, связанных с обеспечением надёжности". Однако его определение через "приведённые затраты на основное энергетическое оборудование", зависящее от уровня его надёжности" представляется очень сложной задачей. Возникает целый ряд вопросов: а кто задавал критерии надёжности, и как оценивается эффективность оборудования в зависимости от уровня надёжности и т.д.

Представляя общую структуру стоимости владения оборудованием для энергетических компаний, авторы модели оставляют без ответа, а где же получить такие данные для сравнительных оценок энергетического оборудования различных производителей.

В России сейчас проходит серия межотраслевых мероприятий, где активно используется название "система управления жизненным циклом", вводимая взамен PLM. Система эта не использует PLM как обязательный класс программных средств. Главная её идея — использование аккуратного и "непротиворечивого" представления системы и окружающего её мира в неизбежно разнородных и изначально несовместимых между собой в компьютерных системах расширенной организации.

Так, авторы [4] предлагают вместо организации конкурентоспособного производства выстраивание и поддержку цепочки всего жизненного цикла с возможностью управления и оптимизации его стоимости. Таким образом, возникает новая отрасль — организаторов (или интеграторов) цепочек жизненного цикла изделия.

Для эффективного и экономически целесообразного решения задачи организации цепочки жизненного цикла создаётся и непрерывно развивается комплекс принципов, методологий, стандартов и технологий, обеспечивающих реализацию отдельных его этапов, а также их информационную и функциональную интеграцию. Рассматривая данное предложение на конкретном предприятии ("Уралвагонзавод"), авторы приходят к заключению о необходимости чёткой формулировки бизнес-стратегии и описание реализующей ее модели организационной системы. Требуется комплексное видение управления жизненным циклом продукции компании, соответствующее современным требованиям.

На современном этапе развития теории надёжности можно выделить четыре основных направления [5].

Во-первых, разработка моделей и методов анализа надёжности систем (статических и динамических). Метод, использующий основные теоремы теории вероятностей случайных событий и комбинаторные формулы; логико-вероятностные методы; метод марковских процессов.

Во-вторых, подготовка исходных данных для системных моделей надёжности с прогнозированием безотказности и ремонтопригодности, включающее расчёт надёжности элементной базы на основе физики отказов элементов и статистических испытаний; анализ видов, последствий и критичности отказов, в процессе которого выявляются возможные типы отказов элементов, их частотные характеристики, степень влияния этих отказов на систему в целом.

В третьих, управление надёжностью систем на всех этапах жизненного цикла. Авторами [6] подтверждается, что в России выбор стратегии управления жизненным циклом часто рассматривается только с точки зрения минимизации затрат. Подробно рассматривается детальное управление циклом в системной инженерии NASA. При создании летательных аппаратов существует 17 технических процессов. Это процессы системного проектирования: с подходом сверху-вниз для каждого продукта в системной структуре; процесс реализации продукта для подхода снизу-вверх для каждого компонента в системной структуре; процессы технического менеджмента для планирования и контроля сборки системы; процессы сборки компонентов для обеспечения технических решений. Особый интерес представляют подробно рассмотренные процессы (от процессов ожидания до управления техническими данными и оценками). Любой процесс системной инженерии из выше перечисленных определяется как

развёртка во времени технологии, реализующей подход системной инженерии на практике. Процесс в широком понимании есть некоторое движение.

Весьма своевременным стало принятие ГОСТ Р 56135—2014, введённого в действие 09.01.2015 г. и устанавливающего общие положения в области управления жизненным циклом продукции военного назначения, включая основные положения, задачи, объекты и субъекты управления жизненным циклом, а также функции основных организаций — участников работ на разных стадиях жизненного цикла. Опираясь на нормативные ссылки, обозначая принципы управления циклом, его субъекты и объекты, подробно раскрывается "Модель жизненного цикла". Выделенные процессы, их структурирование и последующая реализация должны обеспечить контроль за данными и информационными потоками, единый порядок представления и обмена данными.

Определены субъекты управления жизненным циклом, обозначены задачи и функции управления, представлены основные направления работ с использованием технологического управления в "единой информационной системе", объединяющей информационные ресурсы всех субъектов жизненного цикла для изделий определённого типа.

Четвёртое направление — автоматизация анализа надёжности.

Задача адекватного моделирования надёжности систем сложной структуры может быть решена только с помощью автоматизации, причём программное обеспечение анализа надёжности должно включать в себя всю совокупность методов как статических, так и динамических моделей, поддержку прогнозирования безотказности, ремонтопригодности, анализа видов и последствий отказов.

Взаимосвязь между экономической эффективностью и уровнем надёжности сложных технических систем подробно рассмотрена в различных прикладных источниках [8—11]. Предложенный в литературе [8, 9] динамический подход к оценке экономической эффективности изделий позволяет индивидуально оценить сложные технические системы, охватывает весь их жизненный цикл, учитывает интересы производителя, потребителя, государства и кредиторов, даёт ответ на вопрос окупаемости инвестиций, показывает рост капитала инвестора. Решая проблему оценки экономической эффективности сложных технических систем, авторы вводят критерий ЧДП — чистый денежный поток за период производства (вместе с конструированием), эксплуатации и утилизации. Рассматривая шесть оценочных показателей: чистая текущая стоимость, чистые и удельные дисконтированные расходы, рентабельность инвестиций, внутренний коэффициент окупаемости, окупаемость по текущей стоимости и бюджетный эффект, разработана методика, адекватно учитывающая индивидуальные интересы всех сторон, участвующих в производстве и эксплуатации изделия. Прикладная компьютерная программа "Автоинвест" [7] позволяет определить прибыли и убытки от деятельности хозяйствующего субъекта, эксплуатационные расходы сложных технических систем, оценочные показатели инвестиционного проекта. Не рассматриваемый ранее при исследовании жизненного цикла экономический эффект, получаемый государством от налогов, — важный критерий, расширяющий и дополняющий общую интегральную составляющую не только эффективности, но и конкурентоспособности изделия. Принимая рациональные конструкторские решения на данной стадии жизненного цикла, снижается риск возможных потерь в будущем, так как это предприятию обходится дешевле, чем исправление недостатков из стадии серийного производства. Однако любая новизна не лишена определённых недостатков, с чем соглашаются сами авторы методики, а именно: при расчёте таких показателей, как ЧДП, трудно прогнозировать экономические параметры эффективности, неустойчивость налоговой системы и переменчивость во времени ставки дисконтирования.

Авторы из НАМИ [9, 10] вносят понятие "экономически целесообразный уровень надёжности", под которым понимается наилучший вариант по максимуму эффективности, измеряемым годовым дополнительным эффектом. Основным критерием оптимизации предлагается принять "величину дополнительного эффекта за срок службы сложных технических систем", расчёт которого привязывается "к усреднённому значению оптимальной интенсивности отказов". Последние оказывают своё влияние на простои, а в итоге — на суммарную эффективность сложных технических систем за наблюдаемый период. И если математические формулы для определения оптимальной интенсивности отказов, экономического эффекта от повышения надёжности решаемы и доступны, то возникают трудности с информационным обеспечением количественных характеристик интенсивностей отказов отдельных элементов сложных технических систем (число которых может исчисляться сотнями и тысячами), а также с инструментарием для получения достоверных сведений по ним.

Особый интерес оценки полного жизненного цикла представляет методика учёта негативного воздействия автомобильной техники на окружающую среду [12]. Взяв за основу данный документ, специалисты НАМИ разработали математическую модель, описывающую "материальные, энергетические потоки" в жизненном цикле автомобиля в виде продукционной системы. Фактически методологию функционального моделирования, как часть CALS-технологий, здесь адаптировали применительно к жизненному циклу автотранспортного средства. Однако при построении модели учитывались не все, а "лишь наиболее значимые единичные процессы в жизненном цикле автотранспортного средства". Разработчиками методики отмечается "невозможность точного соблюдения материального и энергетического баланса" при проведении реальных оценок по схеме "входной поток энергии — выходной поток энергии" из-за недостатка данных. Авторам представляется целесообразным использование в рассматриваемой выше модели усовершенствованной ме-

тодики расчёта "интегрального показателя качества" на примере двигателя внутреннего сгорания [13, 14], — как весомого параметра (критерия) для расширения значимости не только процессов, но и агрегатов и узлов автотранспортного средства.

Предложенный в источнике [14] интегральный показатель качества показывает, какой полный эффект от эксплуатации приходится на рубль затрат (на примере двигателей внутреннего сгорания).

Интегральный показатель технико-экономической эффективности за жизненный цикл сложных технических систем будет определяться отношением полезного эффекта от потребления продукции к суммарным затратам на предпроектные исследования, проектирование, создание, эксплуатацию и утилизацию (формула 1 в таблице).

Произведённая двигателем внутреннего сгорания работа A может быть представлена в виде формулы 2, где N_H — эффективная мощность ДВС, изменяющаяся в процессе эксплуатации и номинальная, соответственно, л.с.; T_Σ — полный срок жизненного цикла от проектирования до утилизации; q_N — коэффициент использования номинальной мощности.

Значение коэффициента снижения полезной работы за счёт его массы β_α определяется формулой 3, в которой $G_{дв}$ и $G_{авт}$ — соответственно массы двигателя и автомобиля.

Суммарные расходы C на проектирование, испытания, изготовление, эксплуатацию ДВС имеют вид формулы 4, где $C_{пр}$ — расходы на предпроектные и проектные работы; $C_{исп}$ — на испытания опытных образцов; $C_{изг}$ — на производство изделий; $C_{эксп}$ — эксплуатационные; $C_{экол}$ — экологические; $C_{утил}$ — расходы на утилизацию изделий.

Величина полного срока жизненного цикла T_Σ определяется формулой 5, в которой: $T_{1кр}$ — ресурс двигателя до первого капитального ремонта; α_i — отношение ресурса двигателя после очередного i-го капитального ремонта к ресурсу до 1-го капитального ремонта; $n_{кр}$ — число капитальных ремонтов.

Итоговое выражение для интегрального показателя качества изделия за жизненный цикл имеет вид уравнения 6, которое включает основные показатели качества и технического уровня двигателя внутреннего сгорания и может быть принято для определения основного критерия надёжности сложных технических систем на этапах эксплуатации, ремонта и утилизации.

Критерием для процесса утилизации предлагается принять коэффициент сохранения эффективности $K_{эф}$, показывающий, какая часть изделия при достижении им предельного состояния, может эффективно использоваться как вторичное сырье. Один из методов его расчёта — метод усреднения по составу (формула 7). Для конкретного изделия расчётную формулу $K_{эф}$ можно вывести прямым перебором всех его элементов, отличающихся процентным содержанием материалов.

Таким образом, предпринята попытка обосновать критерии надёжности на этапах жизненного цикла сложных технических систем, одной из целей которой является непрерывное улучшение качества продукции через уменьшение разбросов выходных характеристик изделия относительно заданных значений.

Один из способов решения этой задачи — всесторонний (системный) анализ предметной области [15, 16]. Основными методами системного анализа являются блочно-модульный метод, метод CALS-технологий, метод классификации, метод классификации и идентификации, метод морфологического анализа.

Согласно концепции Г. Тагути [17], по мере того как изменение величины, характеризующей качество (например, трудоёмкости обслуживания автомобиля), растёт, связанные с ней затраты или потери для предприятия резко увеличиваются: потери L для одного из значений переменной вычисляются по формуле 8.

№	Формула	Примечания
1	$K = \frac{A\beta_a}{C}$	A — произведённая ДВС работа, кВт · ч; β_a — коэффициент снижения полезной работы; C — суммарные расходы
2	$A = N_H q_N T_\Sigma$	N_H — эффективная мощность ДВС; q_N — коэффициент использования номинальной мощности; T_Σ — полный срок жизненного цикла
3	$\beta_a = 1 - \frac{G_{дв}}{G_{авт}}$	$G_{дв}$ — масса двигателя; $G_{авт}$ — масса автомобиля
4	$C = C_{пр} + C_{исп} + C_{изг} + C_{эксп} + C_{экол} + C_{утил}$	—
5	$T_\Sigma = T_{1_{кр}}\left(1 + \sum_{i=1}^{i=n_{кр}} \alpha_i\right)$	—
6	$K = \frac{N_H q_H \beta_a T_Z}{C}$	—
7	$K_{эф} = \sum_n P_n \overline{W}_n$	$\overline{W}_n = \frac{W_n}{W_0}$ — коэффициент относительной эффективности изделия в n-м составе; P — вероятность n-го состава изделия
8	$L = k(y - T)^2$	k — константа потерь Тагути; y — характеристика качества; T — оптимальный уровень качества

То есть отклонение такой переменной величины вдвое приводит к четырёхкратному росту потерь. Зависимость сохраняется даже в том случае, когда значение переменной выходит за пределы поля допуска.

Теория использования статистически планируемых экспериментов при проектировании из качества изделий и процессов показала широту применения для контроля качества и надёжности на различных стадиях жизненного цикла изделия. Эксперименты с параметрами проектирования по Г. Тагути связаны с двумя матрицами: параметров проектирования и факторов помех. Результирующая выходная характеристика оценивается для всех промежуточных значений, полученных для каждого тестового набора. Вариации множества значений выходной характеристики имитируют "вариацию выхода изделия (или процесса) для заданных параметров проектирования".

В соответствии с некоторой практикой [18], для описания жизненного цикла используют модели как с последовательным, так и с итерационным и рекурсивным прохождением стадий. В случае параллельного прохождения стадий, их определение в различном порядке может привести к формам жизненного цикла с совершенно разными характеристиками.

Сложные технические изделия относятся к крупным проектам, поэтому часто рассматривается "линейная модель жизненного цикла с последовательным прохождением стадий" [15]. Несмотря на разнообразие и богатство возможных форм жизненных циклов, согласно ISO/IES 15288, их все же следует описывать как системы, в которых изложены следующие аспекты: множество потребностей и практических решений требуют "установления или очерчивания границ"; восприятие физической структуры СТС невозможно без "выстраивания понятной иерархии"; СТС состоит из "заданного и объединенного множеств" систем более низкого уровня; в результате взаимодействия между элементами системы "возникают граничные свойства СТС"; инженерный объект может рассматриваться как отдельная, изолированная от внешней среды сущность, или как определённый ряд функциональных возможностей, проявляющихся при взаимодействии с окружающей средой [19].

В интересах любой системы при организации её управления, важно построить такую модель жизненного цикла, с помощью которой развитие данной системы во времени могло бы быть описано как "движение от одной стадии к другой". Для одобрения рассматриваемых переходов "используются контрольные точки, в которых выполняют оценки развития на основе принятых процедур и критериев принятия решения". Процесс жизненного цикла — это процесс, "который используется для достижения целей и результатов стадий и характеризуется результатами, действиями и работами, необходимыми для его успешного осуществления" [20].

Проблема надёжности является "вечной" проблемой, так как она всякий раз возникает в новой формулировке на каждом новом этапе развития техники и технологий. Ответственность функций, поручаемых элементам изделий, возрастает вместе со сложностью изделия. Выработка критериев надёжности, показателей экономической эффективности изделий и поиск оптимальной организации технической эксплуатации — центральная задача современной теории надёжности.

Литература

1. ГОСТ 27.202—2012. Надёжность в технике. Управление надёжностью. Стоимость жизненного цикла. — Введ. 01.04.2013. — М.: Госстандарт России: ВНИИНМАШ, 2012. — 24 с.
2. Бром А.Е., Белова О.В., Сиссиньо Алессандро. Базовая модель стоимости жизненного цикла энергетического оборудования. Гуманитарный вестник, 2013, вып. 10. URL:http://hmbul.ru/catalog/ecoleg/econom/115.html
3. Краюшкин В.А., Лешихина И.Е., Пирогова М.А. Система PLM-корпоративная информационная среда предприятия по автоматизации совокупности процессов проектирования, изготовления, сопровождения и утилизации изделия // Информационные технологии в проектировании и производстве. — 2010. — № 1. — С. 3—23.
4. Кузин Е.И., Кузин В.Е. Управление жизненным циклом сложных технических единиц: история развития, современное состояние и внедрение на машиностроительном предприятии. Инженерный журнал: Наука и инновации, 2016, вып. 1. URL: http://engjournal.ru/catalog/mesc/ meng/1457.html
5. Викторова В.С., Степанянц А.С. Обзор программных разработок по анализу надежности и безопасности систем / Труды международной конференции "Программные продукты информационного обеспечения безопасности полётов, надёжности и технической эксплуатации авиационной техники" (Москва, 2006). М.: Международный авиационный комитет, 2006. С. 17—26.
6. Баданов А.Ю., Рызванов Р.А. "Модель жизненного цикла системной инженерии для создания инновационного летательного аппарата", материалы XIX международной научно-практической конференции "Интеграция науки и практики как механизм эффективного развития современного общества" 12—13 апреля 2016 г., г. Москва Институт стратегических исследований.
7. Фасхиев Х.А. Оценка экономической эффективности эксплуатации и производства грузовых автомобилей / Х.А. Фасхиев, А.В. Крахмалева // Автостандарт. — 2004. — С. 26—30.
8. Корытин А.М., Петров Н.К., Родионов С.Н. и др. Автоматизация типовых технологических процессов и установок. Учебник для Вузов., 2-е изд., перер. и доп. — М.: Энергоиздат, 1988. — 432 с.
9. ГОСТ Р ИСО 14040—2010. Экологический менеджмент. Оценка жизненного цикла. Принципы и структура. — Введ. 01.06.2010. — М.: Госстандарт России: НТЦ "ИНТЕК", 2010. — 24 с.
10. ГОСТ Р ИСО 14043—2001. Управление окружающей средой. Оценка жизненного цикла. Интерпретация жизненного цикла. — Введ. 01.07.2002. — М.: Госстандарт России: ВНИИстандарт, ВНИИКИ, 2001. — 17 с.
11. Звонов В.А. Оценка жизненного цикла — основа совершенствования АТС [Текст] / В.А. Звонов, А.В. Козлов, А.С. Терещенко // Автомобильная промышленность. — 2003. — № 11. — С. 9—12.
12. Понятие CALS-технологии. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: http://life-prog.ru/view_articles.php?id=330
13. Беляков В.В., Бушуева М.Е., Сагунов В.И. Многокритериальная оптимизация в задачах подвижности и конкурентоспособности автотракторной техники и диагностики сложных технических систем. — Н. Новгород: НГТУ, 2001. — 271 с.
14. Григорьев М.А., Долецкий В.А. и др. Обеспечение качества транспортных двигателей. — М.: ИПК Издательство стандартов. — 1998. — 630 с.
15. Юрков Н.К., Ушаков В.А. Системный подход к организации жизненного цикла // Надёжность и качество сложных систем. — 2013. — № 1. — С. 27—34.
16. Надёжность и эффективность в технике: Справочник: В 10 т. Т. 7. Качество и надёжность в производстве. — М.: Машиностроение, 1989. — 376 с.
17. Тагути Г. Стратегические альтернативы // Методы менеджмента качества. — 2003. — № 2. — С. 8.
18. Taguchi G. Experimental Desings. 3d ed. Vols. 1, 2. Tokio: Maruzen Publishing Company. (Japanese), 1976.
19. ISO/IECTR24748-1:2010 System sand software engineering. — Life cycle management. — Part 1. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://www.iso.org/ru/standard/50502.html
20. Inteqrated Defense Asquistion Technoloqy. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: https://spacese.spacegrant.org/

АВТОМОБИЛЬНЫЙ РЫНОК РОССИИ В ЯНВАРЕ—ИЮНЕ 2018 г.

(*по информации ОАО "Автосельхозмаш-холдинг"*)

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

Продажи легковых автомобилей в январе—июне 2018 г. выросли на 22,9 % по отношению к январю—июню 2017 г. и составили 881,4 тыс. единиц. Сравнение структуры рынка легковых автомобилей по их происхождению в январе—июне 2018 и 2017 гг. выявляет рост абсолютных объёмов продаж во всех сегментах рынка. Следует отметить снижение доли зарубежных моделей российской сборки и рост рыночных долей в остальных сегментах.

Продажи отечественных автомобилей в январе—июне 2018 г. выросли на 25,5 % (до 192,6 тыс. ед.), а их рыночная доля выросла до 21,9 %. Продажи автомобилей ВАЗ в январе—июне 2018 г. выросли на 26,0 % (до 182,1 тыс. ед.), а их доля достигла 20,7 %. Продажи зарубежных моделей российской сборки по-прежнему занимают доминирующее положение на рынке легковых автомобилей, их продажи выросли на 18,4 % (до 536,5 тыс. ед.), а их доля сократилась с 63,2 % до 60,9 %. Совокупная доля продаж автомобилей, собранных в России (отечественных и зарубежных моделей), немного снизилась: с 84,6 % до 82,8 %.

Импорт новых иномарок вырос на 29,1 % (до 120 тыс. ед.), а их доля на рынке составила 13,6 % (с учётом импорта по ГТД и ТПО). Ввоз подержанных машин в январе—июне увеличился на 82,4 % и составил 32,3 тыс. ед. При этом импорт подержанных электромобилей (по ТПО) вырос на 134,9 %: их ввезено 1029 шт. Новых же электромобилей ввезено всего 21 шт.

По данным Ассоциации Европейского Бизнеса, совокупный объём дилерских продаж новых легковых и лёгких коммерческих автомобилей в России в январе—июне 2018 г. составил 849 221 ед., что на 18,2 % больше, чем в январе—июне 2017 г. (718 600 ед.). Импорт легковых автомобилей по ТПО (включен в расчёт рынка) составил в январе—июне 2018 г. 22 644 ед. против 9 819 ед. годом ранее; из них на подержанные автомобили пришлось 20 386 ед. и 8 798 ед. соответственно.

ГРУЗОВЫЕ АВТОМОБИЛИ (ВКЛЮЧАЯ МАЛОТОННАЖНЫЕ)

Структура рынка грузовых автомобилей по происхождению	Январь—июнь 2018 г.	Январь—июнь 2017 г.
Отечественные	47 703 (58,4 %)	49 442 (63,4 %)
Российской сборки зарубежные модели	14 322 (17,5 %)	9504 (12,2 %)
Импортированные новые	19 045 (23,3 %)	18 491 (23,7 %)
Импортированные подержанные	606 (0,7 %)	588 (0,8)
Весь рынок (100 %)	81 676 (+4,7 %)	78 025

АВТОБУСЫ И МИКРОАВТОБУСЫ

Структура рынка автобусов по происхождению	Январь—июнь 2018 г.	Январь—июнь 2017 г.
Отечественные	12 984 (67,5 %)	12 420 (68,2 %)
Отечественной сборки зарубежные модели	4295 (22,3 %)	4642 (25,5 %)
Импортированные новые	1863 (9,7 %)	1101 (6,0 %)
Импортированные подержанные	94 (0,5 %)	40 (0,2 %)
Весь рынок (100 %)	19 236 (+5,7 %)	18 203

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.621.43.018

КРИТЕРИЙ ОПТИМИЗАЦИИ ТИПА МЕЖОСЕВОГО ПРИВОДА

Кандидаты техн. наук **ЕФИМОВ А.В., КОРЧАГИНА М.В.**, д-р техн. наук **КИРЕЕВ С.О.**
Донской ГТУ (efimovav2007@yandex.ru)

Предложен КПД буксования в качестве единого критерия для выбора типа межосевого привода. Показана зависимость КПД буксования от дорожных условий. На основании предложенного подхода продемонстрирована возможность для выбора типа межосевого привода, путем сравнения количественных показателей, анализируя при этом весь диапазон дорожных условий.

Ключевые слова: *межосевой дифференциал, транспортное средство, КПД буксования.*

Efimov A.V., Korchagina M.V., Kireev S.O.

CRITERION FOR OPTIMIZING THE TYPE OF INTERAXLE DRIVE

The efficiency of slippage is proposed as a single criterion for choosing the type of interaxle drive. Dependence of efficiency of slippage on road conditions is shown. On the basis of the proposed approach, the opportunity to select the type of interaxle drive by comparing the quantitative indices, while analyzing the entire range of road conditions, was demonstrated.

Keywords: *interaxle drive, vehicle, efficiency of slippage.*

При движении колёсной машины на неё воздействуют, часто одновременно, многие факторы, что сказывается на работе её систем, агрегатов и узлов, а также на самом движении. Типичный пример — привод ведущих колёс АТС. Даже при единственном ведущем

мосте практически всегда присутствует некоторое кинематическое несоответствие между ведущими колёсами, а на полноприводном — и между мостами. При сохранении постоянного привода ведущих колёс, т. е. поддержании распределения крутящего момента в постоянном соотношении, необходим дифференциальный эффект: колёса должны иметь возможность вращаться с различными скоростями. В противном случае кинематическое несоответствие ведёт к циркуляции паразитной мощности в трансмиссии транспортного средства. Однако условия сцепления колёс могут быть различными, и тогда свойство дифференциала делить крутящий момент в определённом соотношении становится вредным, так как делает невозможным реализовать больший крутящий момент колёсами одного моста имеющего нормальные условия по сцеплению. В итоге снижается сила тяги одновременно на обоих мостах. В этом случае для сохранения высоких тяговых и экономических качеств транспортного средства необходимо перераспределение крутящего момента. Поэтому помимо дифференциального и блокированного привода в настоящее время существует ряд самоблокирующихся дифференциалов и других технических решений.

Следует отметить, что единого подхода к оценке целесообразности применения различных типов привода у специалистов нет [1, 2]. В большинстве случаев выбор схемы трансмиссии обосновывается лишь качественно или результатами испытаний ограниченного числа автомобилей какой-то одной модели; числовые же критерии энергетического совершенства трансмиссии, которые позволили бы сделать объективное сравнение, пока отсутствуют.

Необходим единый параметр оптимизации, который бы снижался как от повышенного буксования, так и от циркуляции паразитной мощности. В качестве критерия оптимизации предлагается использовать КПД буксования, который для машин с двумя ведущими мостами определяется по формуле 1 (см. таблицу).

Входящие в неё мощность $N_к$, подводимая к ведущим колёсам обоих мостов, и мощности, теряемые на буксование колёсами переднего $N_{\delta 1}$ и заднего $N_{\delta 2}$ мостов, выражаются соответственно формулами 2 и 3.

Окружные (теоретические) скорости V_{T1} и V_{T2} передних и задних колёс можно выразить через их буксования — формулами 4, где V_1, V_2 — действительные скорости соответственно передних и задних колёс. Разница между окружной и действительной скоростью для передних $V_{\delta 1}$ и задних $V_{\delta 1}$ колёс также выражается через буксование и вычисляется по формулам 5.

Таким образом, исходная формула КПД машины с двумя ведущими мостами приобретает вид выражения 6.

В работе [3] доказано, что величина КПД буксования снижается как при повышении буксования в случае дифференциального привода, так и при увеличении кинематического несоответствия между передними и задними колёсами в случае блокированного привода. Так как преодоление участка с пониженным сцеплением, как правило, кратковременно и кинематическое несоответствие между колёсами переднего и заднего мостов, зачастую, непостоянно по величине, то необходимо рассматривать задачу методами динамики, применив для этого подходящую математическую модель. Рассмотрим движение транспортного средства в промежутке времени от 0 до T. Длительность промежутка времени должна выбираться исходя из того, чтобы по прошествии времени T процесс стал установившимся.

№	Формула	Примечания
1	$\eta_\delta = 1 - \dfrac{N_{\delta 1} + N_{\delta 2}}{N_K}$	$N_{\delta 1}$, $N_{\delta 2}$ — мощности, теряемые на буксование колёсами переднего и заднего мостов соответственно; N_K — мощность, подводимая к ведущим колёсам обоих мостов
2	$N_K = T_1 V_{T1} + T_2 V_{T2}$	T_1 и T_2 — силы тяги переднего и заднего мостов; V_{T1} и V_{T2} — окружные скорости передних и задних колёс; $V_{\delta 1}$ и $V_{\delta 2}$ — разница между окружной и действительной скоростью для передних и задних колёс
4	$N_{\delta 1} = T_1 V_{\delta 1}$, $N_{\delta 2} = T_2 V_{\delta 2}$	
3	$V_{T1} = V_1 \dfrac{1}{1-\delta_1}$, $V_{T2} = V_2 \dfrac{1}{1-\delta_2}$	V_1 и V_2 — действительные скорости передних и задних колёс
5	$V_{\delta 1} = V_1 \dfrac{\delta_1}{1-\delta_1}$, $V_{\delta 2} = V_2 \dfrac{\delta_2}{1-\delta_2}$	
6	$\eta_\delta = 1 - \dfrac{T_1 V_1 \dfrac{\delta_1}{1-\delta_1} + T_2 V_2 \dfrac{\delta_2}{1-\delta_2}}{T_1 V_1 \dfrac{1}{1-\delta_1} + T_2 V_2 \dfrac{1}{1-\delta_2}}$	—
7	$\eta_\delta^{ср} = \int_0^T \eta_\delta dt$	—
8	$m_H = \left(\dfrac{V' - V''}{V''}\right) 100\ \%$	V' и V'' — скорости забегающего моста и отстающего моста ($V' > V''$)

На рис. 1 показан график зависимости от времени КПД буксования колёсной машины с двумя разными типами межосевого привода — дифференциальным и блокированным. Моделирование проведено при следующих условиях: транспортное средство трогается с места, кинематическое несоответствие отсутствует, коэффициент сцепления передних колёс равен 0,8, а передних колёс — первоначально 0,2, а после преодоления транспортным средством расстояния 1,5 м, становится равен 0,8, что означает, что участок с пониженным сцеплением преодолён.

КПД буксования η_δ принимает различные значения в течение периода времени от 0 до T, поэтому при определённых дорожных условиях среднее значение КПД буксования за период времени от 0 до T можно определить из выражения 7.

Чтобы исследовать КПД буксования во всем диапазоне дорожных условий необходимо задать их диапазон. В качестве координат выберем коэффициент сцепления буксующего моста φ_1 и кинематическое несоответствие $m_н$ (формула 8).

После этого разобьём весь диапазон дорожных условий с некоторым шагом и смоделируем движение транспортного средства в каждой точке диапазона дорожных условий, после чего для каждой точки рассчитаем $\eta_\delta^{ср}$ по формуле (7) для каждой точки диапазона дорожных условий.

Результаты, полученные при помощи математической модели, представлены на рис. 2 и 3.

Проанализируем полученные зависимости. При ухудшении сцепления КПД буксования колёсной машины с дифференциальным приводом снижается на большую величину, по сравнению с КПД буксования колёсной машины, оснащённым блокированным приводом. Это происходит из-за большего буксования колёс транспортного средства, оснащённого дифференциальным приводом, по сравнению с транспортным средством, оснащённого блокированным приводом.

При хорошем сцеплении и наличии кинематического несоответствия КПД буксования колёсной машины, оснащённой блокированным приводом, имеет меньшие значения, по сравнению с КПД буксования транспортного средства, оснащённого дифференциальным приводом.

При наличии кинематического несоответствия при одновременном ухудшении сцепления КПД буксования колёсной машины, оснащённой блокированным межосевым приводом, ещё больше снижается по сравнению с движением транспортного средства при тех же условиях, но без кинематического несоответствия. При полной потере сцепления колёсами одного из мостов транспортное средство, оснащённое дифференциальным межосевым приводом не может тронуться с места, поэтому КПД в этом случае равен 0.

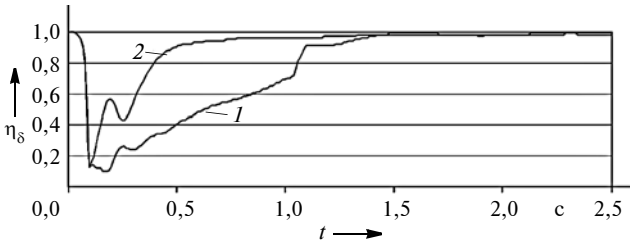

Рис. 1. Зависимость от времени КПД буксования колёсной машины с дифференциальным (1) и блокированным (2) приводом

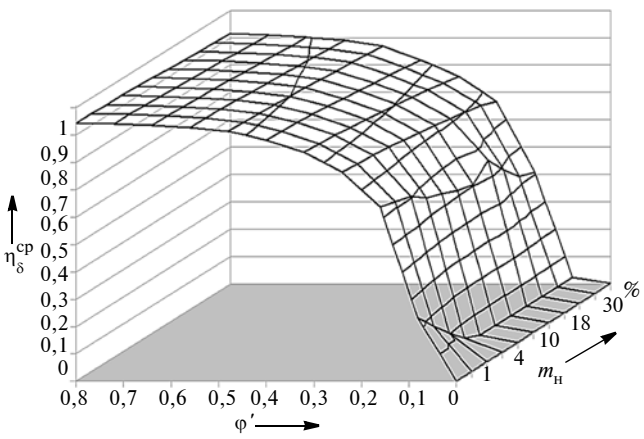

Рис. 2. Зависимость среднего значения КПД буксования $\eta_\delta^{ср}$ от коэффициента несоответствия $m_н$ и коэффициента сцепления буксующего моста φ′ для колёсной машины с дифференциальным приводом

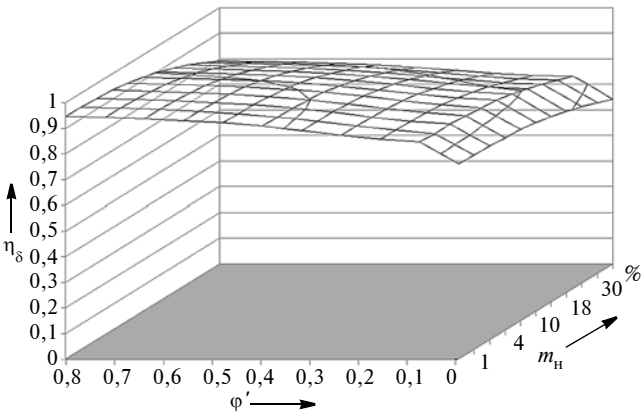

Рис. 3. Зависимость среднего значения КПД буксования $\eta_\delta^{ср}$ от коэффициента несоответствия $m_н$ и коэффициента сцепления буксующего моста φ′ для колёсной машины с блокируемым приводом

Таким образом, приведённые зависимости позволяют, как видим, сравнивать различные приводы ведущих мостов колёсных машин не только после их натурных испытаний, но и расчётом. Это упрощает и делает не менее обоснованным их выбор в процессе проектирования и модернизации машин.

Литература

1. Смирнов Г.А., Купреянов А.А., Гучков Д.К. О выборе рациональных схем системы "трансмиссия—движитель" полноприводных автомобилей // Автомобильная промышленность. — 1984. — № 5. — С. 15—17.
2. Барыкин А.Ю. Самоблокирующийся дифференциал: вероятность и способы использования сцепления колёс с дорогой // Автомобильная промышленность. — 2004. — № 9. — С. 17—21.
3. Лефаров А.Х. Дифференциалы автомобилей и тягачей. — М.: Машиностроение, 1972. — 142 с.

УДК 621.85-3

НОВАЯ ПЛАНЕТАРНАЯ КОРОБКА ПЕРЕДАЧ. УСТРОЙСТВО УПРАВЛЕНИЯ

РУМЯНЦЕВ Л.А.
(leonrum@yandex.ru)

Рассматривается новая девятиступенчатая планетарная коробка передач с малыми шагами на четырёх высших ступенях, имеющих полуавтоматическое управление.

Ключевые слова: *планетарный ряд, передаточное число, шаг ступени, переключатель ступеней, фрикционная муфта, фрикционный тормоз, двухпозиционный автомат, таймер.*

Rumyantsev L.A.

NEW PLANETARY GEAR-BOX. THE DEVICE CONTROL

The article discusses the new nine speed planetary transmission with small steps on the four higher stages, having semi-automatic control.

Keywords: *the planetary gear set, the gear ratio step step, switch steps, friction witch of the stages, friction muff, friction brake, twoposition automat, timer.*

Современное развитие коробок передач, в том числе планетарных, направлено на снижение внутренних потерь мощности и увеличения числа ступеней, что позволяет снизить эксплуатационный расход топлива, улучшить степень использования двигателя и тягово-динамические характеристики машины. Имеют значение также максимальные скорости вращения сателлитов, которые в неудачных конструкциях на высших ступенях в 3,4 раза превышают скорость вращения первичного вала.

Известные многоступенчатые планетарные коробки передач обычно содержат 4—5 планетарных рядов. В коробках с четырьмя рядами есть возможность снижения внутренних потерь мощности. На некоторых планетарных рядах возможно применение шестерён с одинаковым модулем и числом зубьев, что обеспечивается равными конструктивными параметрами (K1, K2, ..., K5) этих планетарных рядов.

С учетом этого в НАМИ разработана новая кинематическая схема девятиступенчатой планетарной коробки передач, приведённая на рис. 1. Коробка состоит из трёхступенчатой планетарной передачи *1*, имеющей ступень заднего хода, и трёхступенчатой дополнительной планетарной передачи *2*, соединённой с первой валом *3*. При этом планетарная передача *1* содержит планетарные ряды *4* и *5*, управляемые при включении ступеней фрикционными муфтами C1 и C2, а также фрикционными тормозами T1 и T2; дополнительная планетарная передача *2* содержит планетарный ряд *6*, имеющий фрикционный тормоз T4, и фрикционную муфту C3 блокировки планетарного ряда. Кроме того, дополнительная планетарная передача снабжена другим планетарным рядом *7*, приводимым от вала *3*. При этом коронные шестерни планетарных рядов *6* и *7* соединены между собой. Управление планетарным рядом *7* выполняется фрикционным тормозом T3. В итоге данная коробка передач при четырёх планетарных рядах получается девятиступенчатой.

Вариант передаточных чисел этой коробки передач приведён в табл. 1: шаги между ступенями, включаемые фрикционные муфты (C) и фрикционные тормоза (T) на каждой ступени; в примечании указаны конструктивные параметры K1—K4 планетарных рядов. Следует отметить, что попарно планетарные ряды *4* и *5*, а также *6* и *7* выполнены с одним конструктивным параметром, что обеспечивает по зубьям равенство шестерён планетарных рядов. У всех известных *6—9*-ступенчатых планетарных коробок передач ряды имеют различные конструктивные параметры и, следовательно, отличающиеся по числу зубьев шестерни [1].

Другая особенность новой коробки — малые шаги между ступенями на четырёх высших передачах, получаемых благодаря введению в трёхступенчатой дополнительной планетарной передаче *2* повышающей ступени планетарного ряда *7*.

В качестве основной планетарной передачи *1* выбрана широко известная трёхступенчатая коробка "Симпсон", в которой фрикционная муфта C1 на передачах прямого хода всегда включена. Благодаря этому число фрикционов, переключаемых в коробке передач на ступенях u1—u9 практически равно двум, что упрощает процесс переключения. Кроме того, по кинематическому диапазону передаточных чисел (D = 11,896) эта коробка передач может применяться в роботизированном механическом исполнении.

Структурная схема управления планетарной коробкой передач представлена на рис. 2. (Принято, что фрикционные муфты (C) и фрикционные тормозы (T) соответствуют гидравлическим цилиндрам, изображённым жирной линией на рис. 1.)

Включение ступеней (u1—u9, uR) планетарной коробки передач выполняется при избирательной пода-

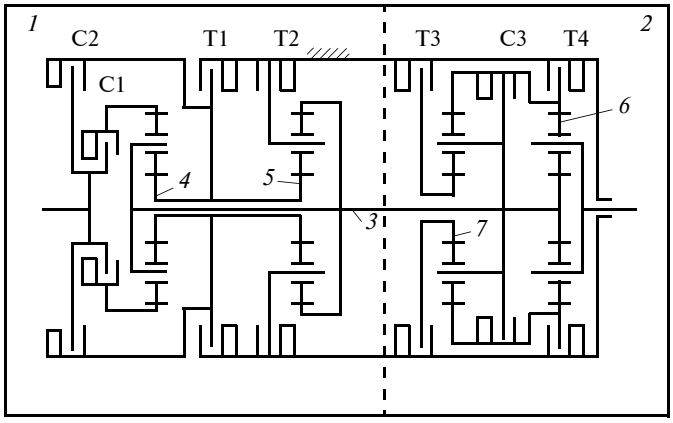

Рис. 1. Кинематическая схема девятиступенчатой планетарной коробки передач:
1 — трёхступенчатая планетарная передача, содержащая ступень заднего хода; *2* — дополнительная трёхступенчатая передача; *3* — соединительный вал; *4...7* — планетарные ряды

Таблица 1

Ступень передачи	u1 9,47	u2 5,79	u3 3,68	u4 2,57	u5 2,04	u6 1,57	u7 1,256	u8 1,0	u9 0,796	uR −5,79
Шаг ступени	1,63	1,57	1,43	1,43	1,256	1,30	1,256	1,256	—	—
Включенные муфты и тормоза	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C1	C2
	T2	T1	C2	T2	T2	T1	T1	C2	C2	T2
	T4	T4	T4	C3	T3	C3	T3	C3	T3	T4
Примечание. K1 = K2 = 1,75; ZK = 82; K3 = K4 = 2,687.										

че в указанные цилиндры давления $P_н$ от масляного насоса *1*, приводимого от двигателя транспортной машины. Давление $P_н$ на выходе масляного насоса *1* поддерживается ограничителем давления *2*. Масло для работы планетарной коробки передач находится в гидробаке *3*, в который происходит слив масла из всех узлов коробки передач.

Избирательное включение ступеней коробки передач выполняется переключающими клапанами *4—10*, управляемыми снабжёнными электромагнитами клапанами-пилотами *11—17*. Электромагниты клапанов-пилотов соединены с электрическим переключателем ступеней *18* через коммутатор *19*, обеспечивающий на каждой ступени электрического переключателя ступеней *18* включение трёх цилиндров в соответствии с табл. 1. Электропитание производится от аккумулятора *20*. При этом цилиндр фрикционной муфты C3 управляется непосредственно от электрического переключателя ступеней *18*.

Фрикционный тормоз T3 планетарного ряда *7* (см. рис. 1) управляется двухпозиционным автоматом *21*, приводимым от датчика частоты вращения двигателя *22*. Двухпозиционный автомат *21* содержит переключатель *23* для отключения фрикционной муфты C3 и включения фрикционного тормоза T3.

Если, например, при включенной в коробке передач ступени u8 (позиция U6 переключателя ступеней *18*) происходит увеличение частоты двигателя до n1, то переключатель *23* срабатывает, включая фрикционный тормоз *T3* и отключая фрикционную муфту *C3*. Происходит включение ступени u9. На ступени u9, транспортная машина может разгоняться при возрастании частоты двигателя n3, соответствующей максимальной мощности двигателя. При возрастании дорожного сопротивления и включенной ступени u9 частота двигателя будет снижаться до n2. В этот момент двухпозиционный автомат *21* выключит ступень u9 и включит ступень u8 с более высоким передаточным числом. Аналогичная работа двухпозиционного автомата *21* по переключению фрикционного тормоза T3 и фрикционной муфты C3 будет происходить при движении транспортной машины на позициях U4 и U5 переключателя ступеней *18*. Но если после переключения со ступени u9 на ступень u8 частота двигателя будет продолжать снижаться, то водитель вынужден со ступени u8 перейти на ступень u6, переведя переключатель ступеней *18* с позиции U6 на U5 при значительном шаге между этими ступенями. В этом случае для уменьшения шага между ступенями в устройство управления на рис. 2 введён датчик *24* включения понижающих ступеней [5, 6], соединённый с переключателем ступеней *18*, реагирующий на переключения U6 → U5 и U5 → U4. Датчик *24* включения понижающих ступеней запускает таймер *25*, время действия которого равно, например, $t_т$ = 3 с. Таймер *25* снабжён реле *26*, содер-

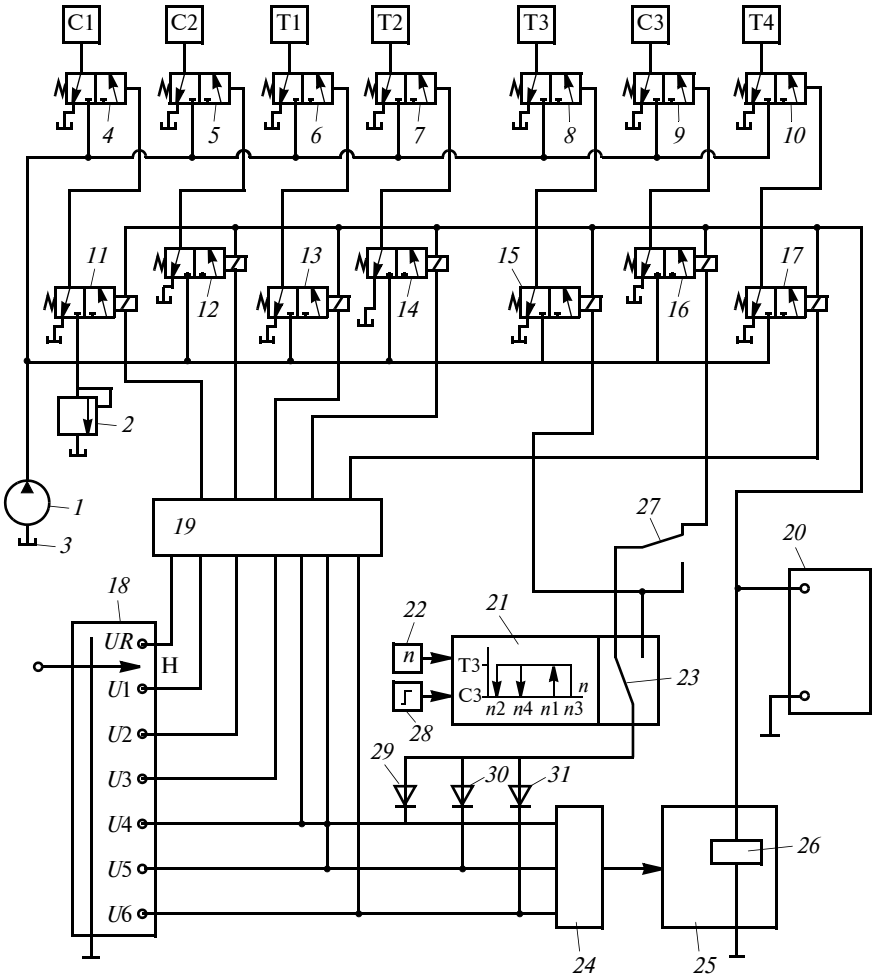

Рис. 2. Устройство управления планетарной коробкой передач:

1 — масляный насос; *2* — клапан ограничитель давления; *3* — гидробак; *4...10* — переключающие клапаны; *11...17* — клапаны-пилоты; *18* — переключатель ступеней; *19* — коммутатор; *20* — аккумулятор; *21* — двухступенчатый автомат; *22* — датчик частоты двигателя; *23* — переключатель; *24* — датчик включения понижающих ступеней; *25* — таймер; *26* — реле; *27* — контакт реле; *28* — кикдаун; *29...31* — диоды

жащим перекидной контакт *27*. Поэтому при переключении U6 → U5 на время действия таймера $t_т$ контакт реле *27* отключает фрикционную муфту С3 и включает фрикционный тормоз Т3. Происходит принудительное включение промежуточной ступени u7. Если за время $t_т$ частота двигателя $n \geq n1$, то ступень u7 останется включенной. Если же частота двигателя $n < n1$, то после выключения таймера произойдёт переключение u7 → u6 с малым шагом между ступенями. Аналогичный процесс включения промежуточной ступени u5 будет и при переводе переключателя ступеней *18* с позиции U5 на U4.

Наиболее простым по конструкции может быть датчик включения понижающих ступеней в виде микропереключателя, связанного с рычагом переключателя ступеней, срабатывающего при переводе рычага переключения ступеней только в одном направлении. При включении переключателем ступеней низших передач (позиции U1—U3), без автоматики включаются передачи u1—u3.

Таким образом, при переводе водителем переключателя ступеней *18* на позиции U4, U5 и U6 в планетарной коробке передач в зависимости от частоты двигателя, связанной с нагрузкой двигателя, происходит автоматическое переключение шести ступеней коробки передач u4—u9. Поэтому при таком устройстве управления рассматриваемая планетарная коробка передач становится полуавтоматической.

В планетарую коробку передач могут быть заложены и некоторые другие функции. В двухступенчатый автомат *21* можно ввести сигнал от кикдауна *28* при нажатии педали подачи топлива на 95—100 %. Включение понижающей ступени при работе кикдауна будет выполняться на частоте вращения коленчатого вала двигателя n4, соответствующей максимальному крутящему моменту. Такой режим управления планетарной коробкой имеет преимущество при обгонах и для улучшения динамики разгона транспортной машины.

При использовании рассматриваемой коробки в составе гидромеханической передачи, т.е. с гидротрансформатором, на ступени u1 достаточно иметь передаточное число 5,59 при уменьшении числа ступеней прямого хода до 8. В этом случае кинематический диапазон будет равен $D = 7$, что больше, чем у серийных ГМП МЗКТ и БелАЗ, и практически равно кинематическому диапазону самой последней модели ГМП "Аллисон" ТС10, рассчитанной на работу с двигателем мощностью до 440 кВт (600 л.с.). При этом следует отметить, что ГМП МЗКТ и БелАЗ, имеющие шесть ступеней переднего хода, выполнены с использованием морально устаревших кинематических схем планетарных коробок той же фирмы "Аллисон".

Передаточные числа такой восьмиступенчатой планетарной коробки передач и шаги ступеней приведены в табл. 2. Для управления ею электрический переключатель ступеней содержит всего 5 позиций прямого хода.

В двухступенчатый автомат *21* можно ввести дополнительный выключатель для автоматического управления фрикционом блокировки гидротрансформатора в составе ГМП, что просто и надёжно. При этом трогание с места транспортной машины возможно на ступенях ПКП u1 и u2. Если частота двигателя будет равна n1, то автоматически будет включаться фрикцион блокировки гидротрансформатора. Блокировка будет оставаться включенной при падении частоты двигателя до n2 (n4). Поэтому возможно движение транспортной машины в течение длительного времени с включением блокировки гидротрансформатора на ступенях u1 и u2 при малых потерях мощности. Такого режима работы нет в известных ГМП.

Во время движения транспортной машины, при выбранных в электрическом переключателе ступеней позициях U3, U4 и U5, в зависимости от дорожного сопротивления двухпозиционный автомат *21* будет включать повышающую (Т3) или понижающую ступень (С3). Благодаря этому количество переключений выполняемых водителем существенно сокращается.

В разработанных планетарных коробках передач число позиций электрического переключателя ступеней на три меньше, чем ступеней в коробке передач. На практике наиболее просто и надёжно в качестве двухпозиционного автомата *21* использовать ранее созданный центробежный регулятор, безотказно работающий при пробеге более 500 тыс. км [3], совместно с микропереключателем МП 1000, обеспечивающим более 2 млн переключений.

В целях снижения внутренних потерь мощности кинематическая схема позволяет ступень заднего хода включать односторонней зубчатой муфтой [4]. При этом максимальные внутренние потери мощности на ступенях u7 и u8 уменьшаются приблизительно на 36 %. Кстати, в упомянутой новой ГМП ТС10 применён двухсторонний мощный синхронизатор для зубчатого включения ступеней переднего и заднего хода, что более сложно и требует дополнительного двухстороннего силового управления синхронизатором.

Планетарная коробка передач с передаточными числами ступеней, приведёнными в табл. 1, и автоматизированным переключением высших ступеней позволяет использовать для трогания транспортной машины педаль сцепления, управляющую фрикционным тормозом Т2. Такой вариант механической автоматизированной коробки может применяться на грузовых автомоби-

Таблица 2

Позиции переключателя ступеней	U1	U2	U3		U4		U5		UR
Ступень передачи	u1 5,59	u2 3,56	u3 3,68	u4 2,57	u5 2,05	u6 1,57	u7 1,25	u8 0,798	uR −5,59
Шаг ступени	1,56	1,36	1,25	1,3	1,25	1,23	1,25	—	—
Включенные муфты и тормозы	С1	С1	С1	С1	С1	С1	С1	С1	С2
	Т1	С2	Т2	Т2	Т1	Т1	С2	С2	Т2
	Т4	Т4	С3	Т3	С3	Т3	С3	Т3	Т4
Примечание. ZK = 82; K1 = K2 = 1,75; K3 = K4 = 2,562.									

лях и автомобилях высокой проходимости с двигателями мощностью до 500 л.с.

ГМП с передаточными числами планетарной коробки передач, приведёнными в табл. 2, может применяться на автомобилях высокой проходимости, тягачах, строительно-дорожных машинах и гусеничных машинах с двигателями мощностью до 590 кВт (800 л.с.) благодаря сравнительно малому расчётному крутящему моменту на тормозе Т4.

В настоящее время в России ГМП для колёсных машин вообще не производятся. На гусеничных машинах малой мощности Заволжского завода тягачей и ГАЗа устанавливаются механические передачи (для МО) либо зарубежные ГМП. Двухзвенный снегоболотоход компании "Витязь" выпускается с морально устаревшей по всем показателям четырёхступенчатой вальной коробкой передач с передаточными числами переднего хода — 4,5; 2,3; 1,277 и 0,63 и заднего — 3,413. Это свидетельствует о глобальном отставании РФ в области производства ГМП, несмотря на то, что набережно-челнинский ЗМТ имеет необходимое производственное оборудование, комплект чертежей гидротрансформатора с высокой нагружающей способностью и готов разработать конструкцию и начать мелкосерийное производство ГМП.

Приведённые в статье материалы по новой кинематической схеме девятиступенчатой планетарной коробки передач, а также простому устройству управления восьмиступенчатой планетарной коробкой передач в составе ГМП показывают, что в стране появилась возможность создания надёжных современных полуавтоматических ГМП без применения зарубежных компонентов.

Литература

1. Альгин В.Б. Высокомощные гидромеханические передачи: патентно-информационное исследование. Часть 2. Коробки передач с тремя степенями свободы. Механика машин, механизмов и материалов. 2015. № 3(32).
2. Румянцев Л.А. Полуавтоматическая диапазонная гидропередача ДГП-420. Труды НАМИ. Выпуск № 258. 2014.
3. Румянцев Л.А. Механические полуавтоматические передачи "Экотранс". Строительные и дорожные машины. 2015. № 9.
4. Румянцев Л.А. Планетарная коробка передач с устройством включения ступени заднего хода зубчатой муфтой. Патент на полезную модель № 142265.
5. Румянцев Л.А. Устройство переключения ступеней в трансмиссии. Патент на изобретение № 2130838.
6. Румянцев Л.А. Переключатель ступеней трансмиссии. Патент на изобретение № 2130664.

УДК 629.113

НОВЫЕ СХЕМЫ ПРИВОДА ДЛЯ МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ КОЛЕСА

Д-р техн. наук **БЕЛОУСОВ Б.Н.**, кандидаты техн. наук **ДЕМИК В.В.** и **ЛЮШНИН С.А., СТЕПНОВ В.Л., КУЗМИНОВ К.С., ПЕТУХОВ А.И.**[1]
МГТУ имени Н.Э. Баумана (499.263-60-65)

Рассматриваются результаты исследований создания мехатронной системы подрессоривания транспортных средств (автомобилей и тракторов) будущего, отвечающих постоянно ужесточающимся законодательным требованиям к их активной и экологической безопасности. Приводятся результаты анализа конструктивных схем исполнительной части электрогидравлического привода управления параметрами пневмогидравлической подвески колеса с вертикальной нагрузкой на него 5 и более тонн.

Ключевые слова: *колёсные транспортные средства, активная безопасность автомобиля, экологическая безопасность, мехатроника, мехатронный модуль, мехатронная система, система подрессоривания колёса, колёсный опорно-ходовой модуль (ОХМ КМ).*

Belousov B.N., Demic V.V., Lushnin S.A., Stepnov, V.L., Kuzminov K.S., Petukhov A.I.

NEW DRIVE CIRCUITS FOR MECHATRONIC SUSPENSION SYSTEM WHEELS

The authors study the creation of mechatronic suspension systems of vehicles (cars and tractors) future meeting increasingly stringent legislative requirements for their active and environmental safety. The article resents the results of the analysis of constructive schemes of the Executive part of the electro-hydraulic actuator options pneumatic arm with a vertical load on it is 5 or more, etc.

Keywords: *wheeled vehicle, active vehicle safety, environmental safety, mechatronics, mechatronic module, mechatronic system, suspension system, wheel, wheel roller module (WRM).*

В последние годы происходит бурный процесс существенного "перерождения" конструкции наземных тягово-транспортных средств, качественного изменения их структуры и состава основных силовых устройств, интеграция электронных, электрических, гидравлических, пневматических и механических элементов и существенное повышение роли электроники и систем управления. Есть основания говорить о широком внедрении мехатронных модулей в конструкцию автомобиля, которое представляет собой первый этап эволюции серийной конструкции транспортных средств к полностью автоматическому управлению.

Автомобиль — сложная система упругодеформируемых твёрдых тел, с наложенными неголономными, нестационарными связями и активными упругодемпфирующими элементами. В этой системе опорно-ходовой модуль, состоящий из колеса с шиной, подвески и устройства поворота колеса, обеспечивающего его криволинейное движение, занимает одно из главенствующих мест в конструкции АТС. При этом наиболее интересными и приспособленными для управления параметрами системы подрессоривания колеса считаются электрогидравлические приводы, широко применяющиеся в системах автоматического управления в авиации.

В практике конструирования в основном используются электрогидравлические приводы двух типов: с дроссельным и объёмным регулированием.

Гидравлический привод с дроссельным регулированием, преимуществом которого является широкий диапазон регулирования, начи-

[1] В испытаниях и обработке результатов участвовали: С.В. Наумов, канд. физ.-мат. наук Т.И. Ксеневич, канд. техн. наук Е.В. Медведев.

ная от самых малых управляющих сигналов, имеет существенные недостатки: низкий КПД (37 %), в следствие того, что дроссельное регулирование основано на изменении величины потерь (часть рабочей жидкости, находящейся под давлением, "стравливается"); потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений; высокая стоимость изготовления. Кроме того, на стабильных режимах работы мощность, потребляемая насосом, остаётся практически постоянной, вхолостую перекачивая рабочую жидкость.

Применение же для таких целей объёмных гидростатических приводов с регулируемым насосом имеет свои недостатки: в полостях исполнительного гидродвигателя малонагруженного привода жидкость находится под низким давлением, что обуславливает низкую динамическую жёсткость привода; в основе конструкции насоса переменной производительности лежит схема поворота люльки или упорной шайбы для изменения его подачи (для этого требуется значительное усилие, а для поворота люльки нужен дополнительный привод); такие приводы дороги в изготовлении и имеют значительную массу.

Предлагаемый в статье привод может быть использован в качестве автономного электрогидравлического исполнительного механизма. Он представляет собой устройство на основе автономного источника гидравлического питания (с регулируемым вентильно-индукторным двигателем и нерегулируемого насосом) и гидравлического двигателя. В настоящее время такое решение получило наименование "электрогидростатический привод".

Такие приводы имеют ряд преимуществ по сравнению с другими при использовании их в системах управления автомобиля: удельная мощность электрической части привода приближается к удельной мощности гидроагрегатов; насосы и электродвигатели в таких приводах работают при переменной скорости вращения, что позволяет обеспечить их больший ресурс по сравнению с другими, в которых скорость вращения ротора постоянно поддерживается близкой к максимальной скорости, и экономить энергию; улучшение и регулирование характеристик осуществляется в электронной части привода.

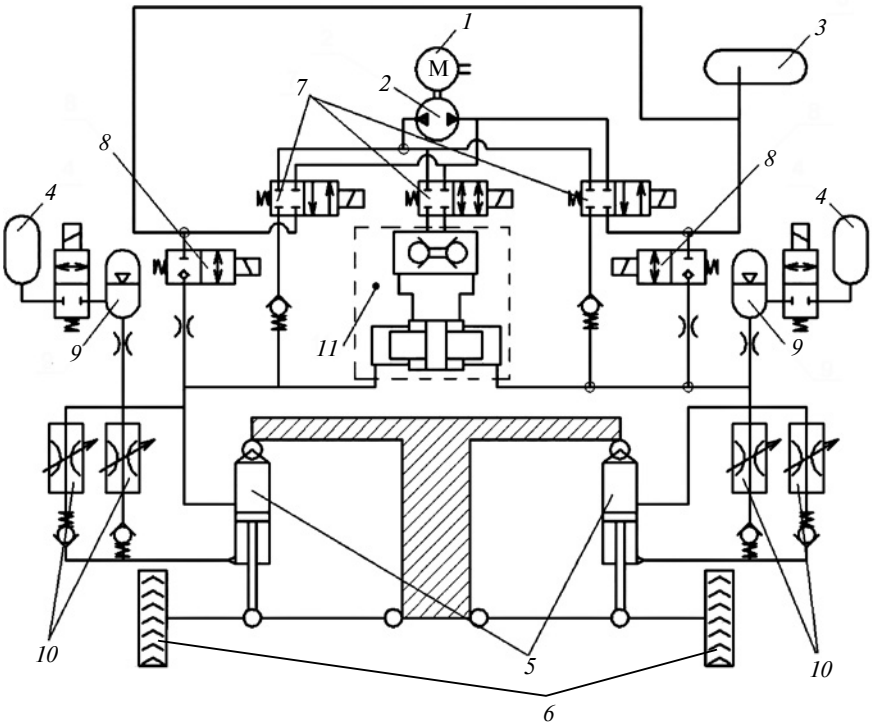

Рис. 1. Гидросхема электрогидравлического блока СУПП, вариант 1.1:

1 — электродвигатель; *2* — гидромотор; *3* — бак; *4* — подключаемый/отключаемый газовый объём; *5* — пневмогидравлическая рессора; *6* — колесо; *7* — клапан включения подачи от электронасосного агрегата; *8* — сливной электромагнитный клапан; *9* — гидроаккумулятор; *10* — клапан демпфирования; *11* — гидроцилиндр выравнивания

При исследованиях в рамках Программы Союзного государства с шифром "Автоэлектроника" авторским коллективом для дальнейшего развития и применения из множества технических решений выбрано два следующих варианта привода системы подрессоривания с использованием электрогидростатического привода: система управления параметрами подрессоривания (СУПП) на два колеса одной оси и автономная СУПП на каждое колесо. При этом рассмотрены системы для автомобилей с вертикальной нагрузкой на колесо до 6 т.

СУПП на два колеса одной оси представлен тремя схемами на рис. 1—3.

Блок электрогидравлический с автономным источником гидравлического питания (*БЭГ*) выполнен в виде нерегулируемого насоса с реверсивным потоком, вал которого приводится во вращение управляемым электрическим двигателем (гидросхема см. рис. 1).

Гидравлическая часть СУПП в этом случае работает как гидростатическая передача. Такие схемы известны и широко применяются. Гидравлические линии снабжены предохранительными и подпиточными (антикавитационными) клапанами. Нерегулируемый насос с реверсивным потоком выполняется как модификация быстроходного шестерённого насоса с выводом утечек обеих полостей в общую дренажную линию.

В гидролиниях устанавливается клапан переключения, обеспечивающий подключение резервного источника гидравлического питания при отказе основного источника или тракта управления. Параметры насоса и электрического серводвигателя определяются требованиями привода гидравлического (*ПГ*).

При отсутствии нерегулируемого насоса с реверсивным потоком возможно применение схемы с нерегулируемым насосом с нереверсивным потоком, дискретным сервоклапаном и тормозным клапаном.

При этом рассматриваются два варианта исполнения управляемой подвески с пневмогидравлической рессорой (*ПГР*). В варианте 1.1 пневмогидравлическая рессора двух колёс одной оси подключается к одному электрогидравлическому бло-

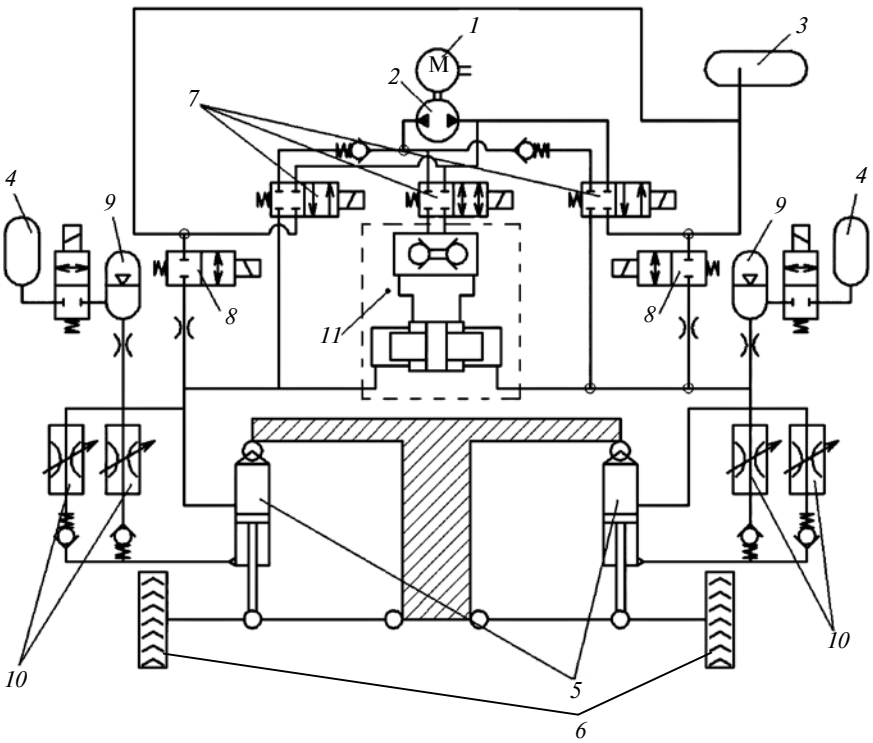

Рис. 2. Гидросхема электрогидравлического блока СУПП, вариант 1.2:
1 — электродвигатель; *2* — гидромотор; *3* — бак; *4* — подключаемый/отключаемый газовый объём; *5* — пневмогидравлическая рессора; *6* — колесо; *7* — клапан включения подачи от электронасосного агрегата; *8* — сливной электромагнитный клапан; *9* — гидроаккумулятор; *10* — клапан демпфирования; *11* — гидроцилиндр выравнивания

ку, в варианте 1.2 опорно-ходовой модуль каждого колеса имеет свой электрогидравлический блок (см. рис. 2).

При нормальной работе в приоритете режим выравнивания крена (горизонтирования подрессоренной массы), возникающего при криволинейном движении машины. Выравнивание происходит при помощи гидроцилиндра выравнивания (*ГЦВ*), имеющего две пары симметричных полостей. Полости одной пары (напорные полости) с помощью соединителей гидравлических (*СГ*) соединены с полостями пневмогидравлической рессоры правого и левого колеса. Полости второй пары (полости управления) с помощью гидравлических соединителей соединены с электрогидравлическим блоком (в варианте 1.2 — с БЭГ обоих колёс).

Управляемая подвеска в варианте 1.1 работает следующим образом.

При возникновении бокового ускорения в соответствующую полость управления ГЦВ подаётся рабочая жидкость от БЭГ, из второй полости управления рабочая жидкость через БЭГ сливается в бак, происходит перемещение поршня и плунжеров ГЦВ. Происходит вытеснение рабочей жидкости в ПГР одного колеса (более нагруженного) и слив рабочей жидкости из ПГР второго колеса (менее нагруженного), чем компенсируется перемещение штоков ПГР в результате изменения нагрузки и выравнивается положение шасси. При снятии бокового ускорения ГЦВ возвращается в нейтральное положение также за счёт подачи рабочей жидкости от электрогидравлического блока.

По предварительным расчётам, дополнительное нагружение пневмогидравлической рессоры от бокового ускорения при обычных (не экстремальных) условиях движения автомобиля, не превысит 20 % от статического, поэтому предлагаемое исполнение контура стабилизации по сравнению с автономным активным управлением ПГР каждого колеса позволит значительно снизить энергопотребление и нагрев рабочей жидкости. Это весьма существенно, так как движение автомобиля по криволинейной траектории составляет достаточно большую часть общего времени движения.

Управляющие воздействия формируются по возмущению, т.е. как компенсация возникающего крена, либо превентивно, по углу поворота рулевого колеса, скорости машины и величине бокового ускорения. Во втором случае управление будет точнее, однако потребуется алгоритм коррекции для компенсации возможного изменения массы и высоты центра тяжести машины. Коррекция должна осуществляться автоматически при движении машины.

Вторым по уровню приоритета, особенно для тяжёлых колёсных машин, должен быть режим управления клиренсом. Для его работы необходимо определять усреднённое (например, с периодом 5 или 10 с) положение ПГР и, если оно выходит за заданный коридор значений в результате изменения нагрузки, температуры газа в пневмогидроаккумуляторе ПГР или других факторов, определяется количество жидкости, которое необходимо закачать в полость пневмогидравлической рессоре или слить из неё. При нейтральном положении ГЦВ, а также отсутствии сигналов на выравнивание по крену происходит нагнетание необходимого объёма рабочей жидкости в полость ПГР или слив необходимого объёма жидкости из неё.

В варианте 1.1 рабочая жидкость в полость ПГР нагнетается электронасосным агрегатом БЭГ: для подачи необходимого объёма определяется требуемая частота вращения насоса с учётом его рабочего объёма и объёмного КПД. Слив необходимого объёма жидкости производится через электромагнитный клапан и дроссель. Объём сливаемой жидкости определяется временем открытия электромагнитного клапана. Это время вычисляется исходя из количества жидкости, которую необходимо слить из полости ПГР, её температуры и давления в полости. В варианте 1.2 нагнетание рабочей жидкости в полость пневмогидравлической рессоры и слив из неё осуществляются электронасосным агрегатом электрогидравлического блока. Исходя из необходимого объёма жидкости здесь также определяется требуемая частота вращения насоса с учётом его рабочего объёма и объёмного КПД.

Предусмотрена возможность использовать электрогидравлический блок в качестве резервного на случай отказа аналогичного блока *системы управления поворотом колеса* (СУПК) или отказа в тракте рулевого управления. Для этого в состав гидросистемы опорно-ходового модуля вводится клапан переключения (КПк) с электромагнитным управлением, которым можно подключить электрогидравлический блок СУПП к гидравлическому приводу СУПК. Электронный тракт управления электрогидравлического блока СУПП также переводится на алгоритм рулевого управления, и этот режим становится приоритетным. При такой схеме предпочтительно использование варианта 1.2 (рис. 3), так как можно использовать один бак для электрогидравлических блоков обеих систем, что исключит вопросы по перетечкам в клапане КПк.

В исследованиях рассматриваются три варианта исполнения пневмогидравлической рессоры. В первом варианте ПГР выполнена с пневмогидроаккумулятором постоянного объёма, размещённым в штоке, который позволяет обеспечить заданные параметры собственной частоты колебаний подрессоренной массы в диапазоне изменений величины подрессоренной массы от 2,9 до 5,5 т при всех заданных значениях температуры окружающей среды. Во втором — ПГР с пневмогидроаккумулятором в штоке, часть объёма газовой полости которого может отключаться по электрической команде, что позволяет обеспечить заданные параметры собственной частоты колебаний подрессоренной массы в диапазоне изменений величины подрессоренной массы от 2,5 до 5,5 т при всех заданных значениях температуры окружающей среды. В третьем варианте пневмогидроаккумулятор размещён на корпусе колёсной машины и соединён с поршневой полостью; часть объёма газовой полости может отключаться по электрической команде, что позволяет обеспечить заданные параметры собственной частоты колебаний подрессоренной массы в диапазоне изменений величины подрессоренной массы от 1,65 до 5,5 т при всех заданных значениях температуры окружающей среды.

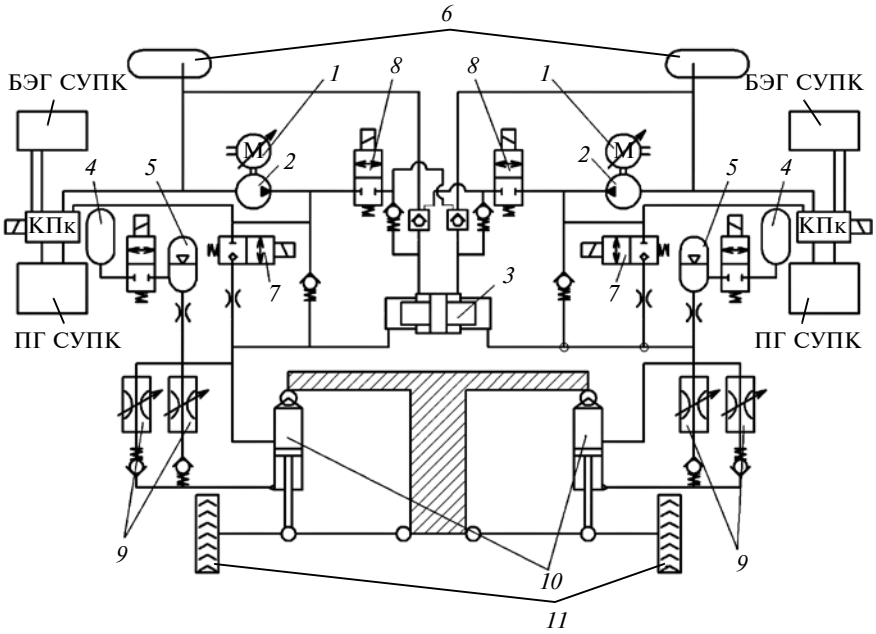

Рис. 3. Использование электрогидравлического блока СУПП в качестве резервного для СУПК:
1 — электродвигатель; *2* — гидромотор; *3* — гидроцилиндр выравнивания; *4* — подключаемый/отключаемый газовый объём; *5* — гидроаккумулятор; *6* — бак; *7* — сливной электромагнитный клапан; *8* — клапан включения подачи от электронасосного агрегата; *9* — клапан демпфирования; *10* — пневмогидравлическая рессора; *11* — колесо

Функциональная схема ***СУПП с автономным приводом на каждое колесо*** приведена на рис. 4. Работает такая система следующим образом.

В исходном положении на электродвигатель *2* поступает электрическое питание $U_{\text{пит эд}}$; электродвигатель вращается с минимальной частотой, гарантирующей надёжную работу его и насоса *3*. С выхода "вых.2" блока управления электродвигателем *1* на вход "вх.9" МПВУ *7* поступает сигнал $U_{\text{буэд}}$, разрешающий работу системы. На входы МПВУ *7* "вх.2", "вх.4", "вх.5", "вх.6", "вх.7" и "вх.8" поступают сигналы с датчиков давления *17* и *19*, с датчиков температуры *18* и с датчика вертикального перемещения подрессоренной массы *20*. Величина клиренса соответствует величине сигнала $U_{\text{упр кл}}$, поступающего на вход "вх.1" МПВУ *7* и на вход "вх.1" сумматора *5*; золотник пропорционального четырёхлинейного электрогидравлического распределителя *10* находится в среднем положении. В пневмогидравлическом аккумуляторе *16* установлено давление, равное сумме давлений в поршневой и штоковой полостях дифференциального ГЦ *22* и обеспечивающее собственную частоту колебаний подрессоренной массы, соответствующую величине сигнала $U_{\text{упр сч}}$, поступающего на вход "вх.3" МПВУ *7*, и обеспечивающее равенство суммарного усилия на корпусе ГЦ *22* нагрузке, пропорциональной величине подрессоренной массы *23*. На выходах МПВУ *7* "вых.1", "вых.2", "вых.3", "вых.4" управляющие сигналы отсутствуют. Трёхлинейные двухпозиционные гидравлические распределители *12* и *13* находятся в "пол.1".

В случае необходимости изменения клиренса, или собственной частоты подрессоренной массы *23*, или того и другого одновременно на входах подвески изменяются значения сигналов: $U_{\text{упр кл}}$ (сигнала, пропорционального величине клиренса подрессоренной массы), поступающего на "вх.1" МПВУ *7* и на вход "вх.1" сумматора *5* и $U_{\text{упр сч}}$ (сигнала, пропорционального величине задаваемой собственной частоты колебаний подрессоренной массы), поступающего на вход "вх.3" МПВУ *7*. МПВУ *7* вычисляет разности сигналов $U_{\text{упр кл}}$ и $U_{\text{ос}}$, суммы сигналов $U_{\text{дд пп}}$ и $U_{\text{дд пш}}$ (сигналы, пропорциональные давлениям в поршневой и штоковой полостях ГЦ *22*) и $U_{\text{дав}}$ (величина давления в пневматической части аккумулятора *15*). Если значение хотя бы одной разности ($U_{\text{упр кл}} - U_{\text{ос}}$) и ($U_{\text{дд пп}} + U_{\text{дд пш}} - U_{\text{дав}}$) выходит за пределы, установленные допусками, то с выходов

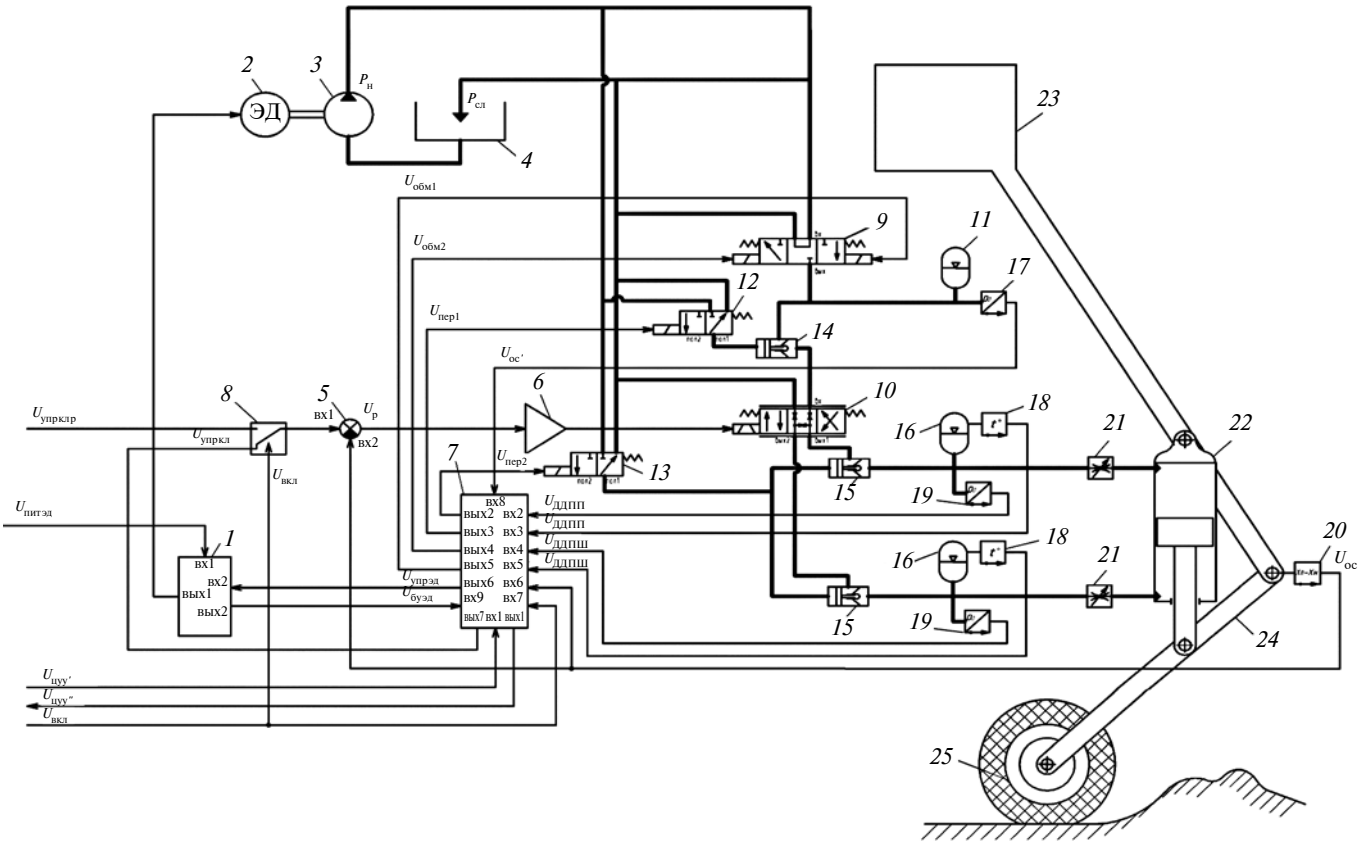

Рис. 4. Функциональная схема третьего варианта СУПП опорно-ходового модуля:

1 — блок управления электродвигателем; *2* — электродвигатель с регулируемой скоростью вращения выходного вала; *3* — нерегулируемый нереверсивный насос; *4* — гидравлический бак; обратный клапан; *5* — сумматор; *6* — электрический усилитель мощности; *7* — МПВУ; *8* — ключ электронный; *9* — трёхлинейный трёхпозиционный электрогидравлический распределитель с пружинным центрированием; *10* — четырёхлинейный пропорциональный электрогидравлический распределитель; *11* — гидропневматический аккумулятор; *12*, *13* — трёхлинейные двухпозиционные электрогидравлические распределители; *14*, *15* — односторонние гидравлические замки; *16* — гидропневматические аккумуляторы поршневой и штоковой полостей ГЦ; *17* и *19* — датчики давления; *18* — датчики температуры; *20* — датчик вертикального перемещения подрессоренной массы; *21* — линейные регулируемые гидравлические дроссели; *22* — цилиндр гидравлический (ГЦ); *23* — подрессоренная масса; *24* — неподрессоренная масса, *25* — колесо

"вых.1" и "вых.2" МПВУ *7* на обмотки трёхлинейных двухпозиционных электрогидравлических распределителей *12* и *13* поступают команды управления $U_{пер1}$ и $U_{пер2}$.

Трёхлинейные двухпозиционные электрогидравлические распределители *12* и *13* из положения "пол.1" переходят в положение "пол.2", тем самым подводя давление к управляющим полостям односторонних гидравлических замков *14* и *15*. Гидравлические замки *14* и *15* открываются, соединяя поршневую и штоковую полости ГЦ *22* через электрогидравлические распределители *12* и *13* с линиями нагнетания и слива, в зависимости от знака вышеуказанных разностей.

Производится выставка заданного значения клиренса подрессоренной массы *23*. Для этого МПВУ *7* вырабатывает сигналы $U_{обм1}$ и $U_{обм2}$, поступающие с выходов "вых.3" и "вых.4" на обмотки трёхлинейного трёхпозиционного электрогидравлического распределителя *9*; рабочая жидкость начинает поступать в пневмогидравлический аккумулятор *15* и на вход пропорционального электрогидравлического распределителя *10*; сигнал ($U_{упр\ кл} - U_{ос}$) с выхода сумматора *5* поступает в обмотку пропорционального четырёхлинейного электрогидравлического усилителя *10*; золотник пропорционального четырёхлинейного электрогидравлического распределителя *10* смещается на величину, пропорциональную величине сигнала ($U_{упр\ кл} - U_{ос}$).

В зависимости от знака величины сигнала ($U_{упр\ кл} - U_{ос}$) клиренс подрессоренной массы 23 либо увеличивается, либо уменьшается.

Для обеспечения заданной собственной частоты колебаний подрессоренной массы *23* МПВУ *7* обрабатывает сигналы $U_{дт\ пп}$, $U_{дд\ пп}$, $U_{дт\ пш}$, $U_{дд\ пш}$, $U_{дав}$, $U_{ос'}$ с датчиков давления *17* и *19*, с датчиков температуры *18*, а также сигнал управления $U_{упр\ сч}$; результатом обработки данных сигналов являются величины сигнала управления скоростью вращения выходного вала.

Если величина $U_{дав} - U_{ос'}$ больше величины допуска, гидравлический выход трёхлинейного трёхпозиционного электрогидравлического распределителя *9* соединяется с линией нагнетания, рабочая жидкость начинает поступать в гидравлический аккумулятор *15* и к гидравлическому входу пропорционального четырёхлинейного электрогидравлического распределителя *10*.

В МПВУ *7* вычисляется сумма величин $U_{дд\ пп}$ и $U_{дд\ пш}$ по сигналам, поступающим на его входы "вх.4" и "вх.6" с выходов датчиков давления *19*. Если разность между суммой ($U_{дд\ пп} + U_{дд\ пш}$) и сформированным МПВУ *7* сигналом $U_{дав}$ выходит за пределы, установленные допуском, рабочая жидкость с гидравлических выходов пропорционального четырёхлинейного электро-

гидравлического распределителя *10* поступает в пневмогидравлические аккумуляторы *16* и в полости ГЦ *22*.

Давления в поршневой и штоковой полостях ГЦ *22* увеличиваются, соответственно увеличивается сумма сигналов, поступающих с выходов датчиков давления *19* ($U_{дд\ пп}$ + $U_{дд\ пш}$) на входы "вх.4" и "вх.6" МПВУ *11*, и, когда разница между величиной сигнала $U_{дав}$ и этой суммой входит в пределы установленные допуском, на выходе "вых.1" МПВУ *7* обнуляются команды управления $U_{пер1}$ и $U_{пер2}$; трёхлинейные двухпозиционные электрогидравлические распределители *12* и *13* из положения "пол.2" переходят в положение "пол.1", соединяя управляющие полости гидравлических замков с линией слива; гидравлические замки закрываются.

Если величина ($U_{дав}$ − $U_{ос'}$) меньше величины допуска, гидравлический выход трёхлинейного трёхпозиционного электрогидравлического распределителя *9* соединяется с линией слива, рабочая жидкость начинает поступать из гидравлического аккумулятора *15* в линию слива.

Если сумма $U_{дд\ пп}$ + $U_{дд\ пш}$ больше сформированного МПВУ *11* сигнала $U_{дав}$ на величину установленного допуска, рабочая жидкость из полостей ГЦ *22* и пневмогидравлических аккумуляторов *16* через отрицательные перекрытия золотниковой пары пропорционального четырёхлинейного электрогидравлического распределителя *10* начинает поступать в гидравлический бак *4*.

Давления в поршневой и штоковой полостях ГЦ *22* уменьшаются, соответственно, уменьшается сумма сигналов, поступающих с выходов датчиков давления *19* ($U_{дд\ пп}$ + $U_{дд\ пш}$) на входы "вх.4" и "вх.6" МПВУ *7*, и, когда разница между величиной сигнала $U_{дав}$ и этой суммой ($U_{дд\ пп}$ + $U_{дд\ пш}$ − $U_{дав}$) входит в пределы, установленные допуском, на выходах "вых.1" и "вых.2" МПВУ *7* обнуляются команды управления $U_{пер1}$ и $U_{пер2}$; трёхлинейные двухпозиционные электрогидравлические распределители *12* и *13* из положения "пол.2" переходят в положение "пол.1", соединяя управляющие полости гидравлических замков *14* и *15* с линией слива; гидравлические замки закрываются.

В обоих рассмотренных случаях установленные на входе пропорционального четырёхлинейного электрогидравлического распределителя *10* и, соответственно, в полостях ГЦ *22* давления обеспечивают заданную собственную частоту колебаний подрессоренной массы *23*, при этом суммарное усилие, действующее на корпус ГЦ *22*, остаётся неизменным.

Команды $U_{пер1}$ и $U_{пер2}$ на выходах "вых.2" и "вых.1" МПВУ 7 обнуляются только тогда, когда и значение $U_{упр\ кл}$ — $U_{ос}$, и значение $U_{дд\ пп}$ + $U_{дд\ пш}$ − $U_{дав}$ входят в пределы, установленные допусками.

Входящий в состав электрогидравлического блока источник автономного гидравлического питания позволяет уменьшить, по сравнению с централизованным источником, потребляемую мощность, избежать нагрева рабочей жидкости и увеличить надёжность транспортного средства в целом. И избавиться от недостатков использования централизованного источника, таких как: использование дроссельного регулирования потока рабочей жидкости для обеспечения требуемого давления в системе, приводящее к потерям мощности; а также наличия гидравлических линий большой протяжённости, необходимых для обеспечения связи централизованного источника гидравлического питания с несколькими потребителями, приводящее к дополнительным гидравлическим потерям. Нельзя не учесть и того, что входящие в состав электрогидравлического блока односторонний гидравлический замок *14* и трёхлинейный двухпозиционный электрогидравлический распределитель *12*, устраняют утечки рабочей жидкости через отрицательные перекрытия золотниковой пары четырёхлинейного пропорционального электрогидравлического распределителя при отсутствии сигналов управления клиренсом и собственной частотой.

(Продолжение в следующем номере.)

УДК 629.113

РАСЧЁТ БАРАБАННОГО ТОРМОЗА С САМОУСТАНАВЛИВАЮЩИМИСЯ КОЛОДКАМИ

Д-ра техн. наук **МАМИТИ Г.И.** и **ЛЬЯНОВ М.С.**, **СЛАНОВ С.А.**
Горский ГАУ (8672.53-28-84)

Приводятся уточнённые формулы для расчёта параметров барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодкам.

Ключевые слова: *расчёт; параметр; оптимальный; угол наклона; опорная поверхность; самоустанавливающаяся колодка; барабанный тормоз.*

Mamiti G.I., Lyanov M.S., Slanov S.A.

CALCULATION OF DRUM BRAKE WITH SELF-ALIGNING PADS

Refined formulas are given for calculating the parameters of the drum brake with self-aligning shoes.

Keywords: *calculation; option; optimal; tilt angle; a support surface; self-aligning pad; drum brake.*

Тормозной механизм характеризуется, как известно, развиваемым моментом трения и долговечностью по износу накладок.

Определение момента трения барабанного тормоза с неподвижными осями поворота колодок, аналитическое и графическое, приведено в работах проф. Н.А. Бухарина [1, 2]. Книга [3] проф. М.П. Александрова содержит расчёт используемых в машиностроении тормозных устройств с наружными колодками, которые в автотракторостроении в качестве колёсных тормозов не применяются. В ней же обобщён отечественный и зарубежный опыт проектирования и эксплуатации тормозных устройств. В работах проф. Н.Ф. Метлюка [4 и др.] по определению момента трения барабанного тормоза силы взаимодействия тормозного барабана и накладок колодок считаются радиальными (нормальными), что возможно только при абсолютно гладких поверхностях. Л.Н. Решетов в своем справочнике [5] указывает на основной недо-

статок барабанных тормозов с неподвижными осями поворота колодок: *"В тормозах избыточные связи особенно вредны. Они вызывают неравномерную нагрузку обшивки колодок (феродо). Отсюда неравномерный и повышенный износ и подгары. Но главный вред заключается во влиянии избыточных связей на тормозной момент. Если сильно "берёт" участок феродо, ближайший к оси вращения колодки (малое плечо), то будет большая сила нажатия, большой тормозной момент и возможность заклинивания колеса. Наоборот, если сильнее прижимается участок, удалённый от оси, то тормозной момент будет слабым. Следовательно, тормозные моменты на правом и левом колесе могут быть различными. Отсюда возможность заносов автомобиля, серьёзных аварий. Чтобы избежать этого, производят обточку обшивки колодок в сборе с мостом, которая увеличивает расход феродо и трудоёмкость изготовления. Это не спасает положение (на случай смены колодок при ремонте), так как в гаражных условиях обточку в сборе произвести невозможно".*

Выразим сжато различия между барабанными тормозами с неподвижными осями поворота колодок и с самоустанавливающимися колодками.

Барабанные тормоза с *неподвижными* осями поворота колодок требуют большой точности изготовления, связанной с необходимостью совмещения поверхностей трения барабана и колодок во время торможения. В противном случае происходит неравномерный, повышенный износ и подгорание накладок. Отсюда возможность заносов и серьёзных аварий, вызванных разницей моментов по бортам автомобиля.

Барабанные тормоза с *самоустанавливающимися* колодками не требуют повышенной точности изготовления, так как в них за счёт подвижности колодок происходит совмещение поверхностей трения, вследствие чего они нашли широкое распространение на легковых автомобилях.

Результаты исследований высокочастотных вибраций, возникающих при работе колёсных барабанных тормозов указывают на зависимость между характером эпюры распределения удельных нагрузок по длине накладок и возникновением вибраций тормозов. Замечено, что в случае синусоидального распределения давлений по длине накладок тормоз работает бесшумно, косинусоидальное же распределение давлений по длине накладок сопровождается скрипом тормозов [6].

Таким образом, важнейшим условием возникновения скрипа тормозов является большая неравномерность распределения давлений вдоль длины накладки, что имеет место при косинусоидальном распределении нагрузок по длине накладок или же тогда, когда нагрузка на одном из концов накладки значительно превышает удельные нагрузки в середине и на другом конце накладки.

В барабанном тормозе с самоустанавливающимися колодками на закон распределения удельных нагрузок по длине накладок и, следовательно, их износ решающее влияние оказывает ориентация опорной поверхности, по которой может перемещаться конец колодки. Так, в процессе торможения, силы, возникающие в контакте тормозного барабана и накладок, стремятся сместить колодки по опорным поверхностям. Это нарушает равномерность контакта с тормозным барабаном, что приводит к возникновению вибраций и одностороннему, несимметричному, относительно середины колодок, износу накладок.

Тормоз с неподвижными центрами поворота колодок имеет то неоспоримое преимущество, что в нём, в

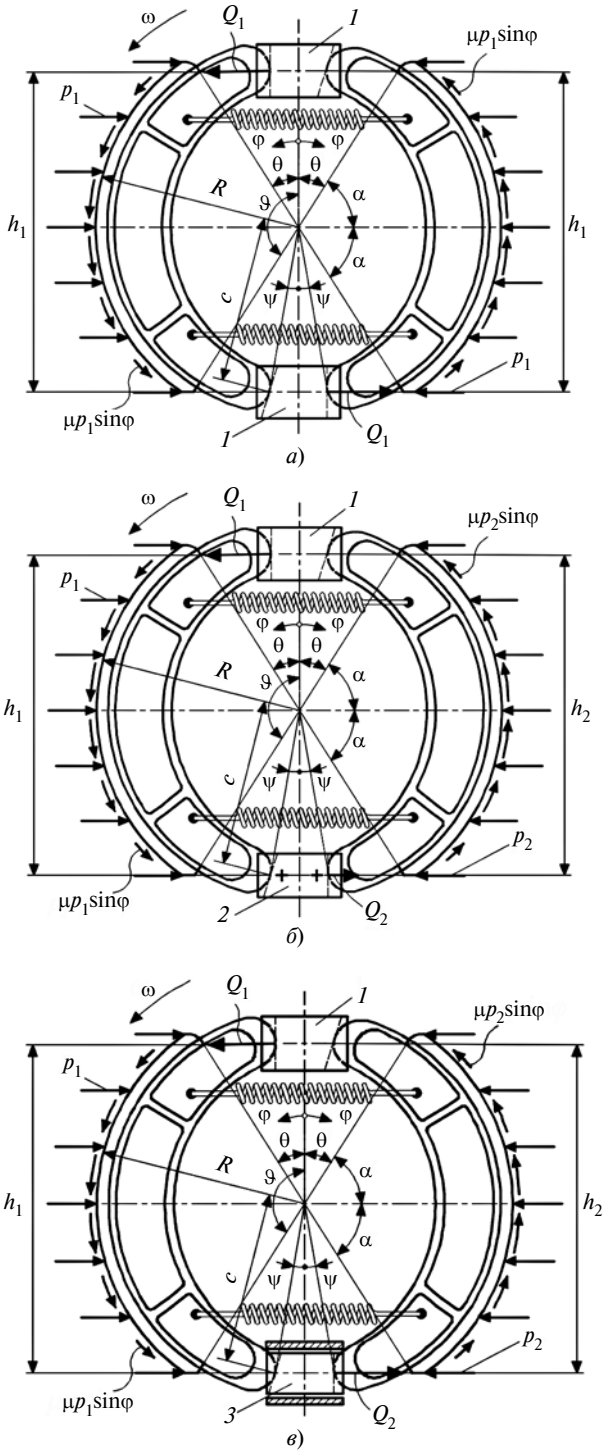

Рис. 1. Расчётные схемы барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками:

а — с двумя первичными и двумя колёсными гидроцилиндрами *1*; *б* — первичной, вторичной и опорной пластиной *2*; *в* — с воздействием одной первичной колодки на вторую, через промежуточный стержень *3*, помещённый в направляющей

любом случае, происходит симметричный износ накладок, обусловленный самой кинематикой колодок, тогда как в тормозе с самоустанавливающимися колодками может происходить односторонний (несимметричный) износ накладок, приводящий к необходимости более частой их замены.

Рассмотрим силовую схему тормоза, в которой колодки прижимаются к барабану разжимающими силами Q_1 и Q_2. Условимся называть в барабанном тормозе первичной ту колодку, которую силы трения прижимают к опоре, а вторичной — колодку, которую силы трения прижимают к разжимному устройству, и, соответственно, параметры, связанные с ними снабжать индексами 1 и 2.

Возможны следующие конструктивные исполнения барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками (рис. 1) для лёгкового автомобиля, где показано начало отсчёта текущего угла φ каждой колодки.

Со стороны накладок колодок на барабан действуют параллельные оси симметрии накладок распределённые активные нагрузки p_1 и p_2, со стороны барабана на накладки колодок реакции $p_1\sin\varphi$ и $p_2\sin\varphi$ и силы трения $\mu p_1\sin\varphi$ и $\mu p_2\sin\varphi$ (рис. 2). Тангенциальные составляющие активных сил в расчётной схеме взаимно уравновешиваются. В действительности они гасятся в опорах колодок.

Силы p_1 и p_2 стремятся вытянуть барабан вдоль оси симметрии накладок, придав ему эллипсовидную форму, а направления сил трения $\mu p_1\sin\varphi$ и $\mu p_2\sin\varphi$ показывают различие между первичной и вторичной колодками.

Моменты трения, развиваемые первичной и вторичной колодками барабанного тормоза, при постоянном

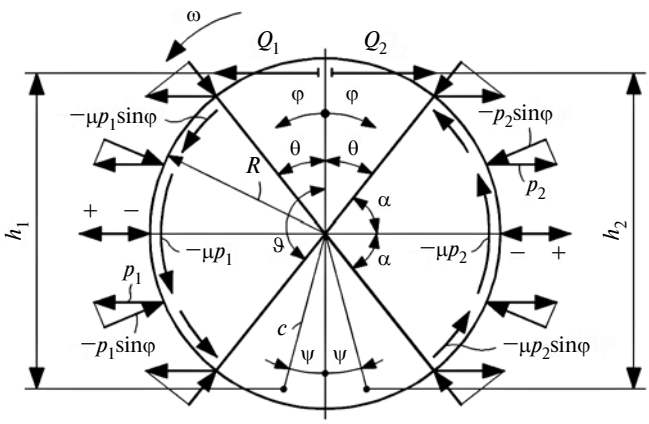

Рис. 2. Активные распределённые нагрузки p_1 и p_2, действующие на вращающийся барабан при прижатии накладок колодок, и уравновешивающие их реакции барабана:

нормальные реакции $p_1\sin\varphi$ и $p_2\sin\varphi$ и силы трения $\mu p_1\sin\varphi$ и $\mu p_2\sin\varphi$

коэффициенте трения μ, найдём, интегрируя выражение для элементарного момента [7] по всей длине и ширине каждой накладки (формула 1 в таблице).

Для определения значений $p_{1,2}$ составим уравнения равновесия колодок, в которых верхний знак относится к первичной, а нижний — ко вторичной колодке (формула 2). Из них, после интегрирования, найдём необходимые значения по формуле 3.

При совмещении оси симметрии накладок с осью симметрии тормоза обеспечивается устойчивость и бесшумность торможения (см. рис. 1).

Моменты трения, развиваемые первичной M_1 и вторичной M_2 колодками, можно выразить одной

№	Формула	Примечания
1	$M_{1,2} = \mu b R^2 p_{1,2}\int_{\theta}^{\vartheta}\sin\varphi d\varphi = 2\mu b R^2 p_{1,2}\sin a$	b — ширина накладки; R — радиус поверхности трения барабана и накладок; φ — текущий координатный угол, начало отсчёта которого составляет прямой угол с осью симметрии накладки; $\theta = \pi/2 - \alpha$; $\vartheta = \pi/2 + \alpha$
2	$Q_{1,2}h_{1,2} = bRp_{1,2}\left\{\int_{\theta}^{\vartheta}(R\cos\varphi + c\cos\psi)d\varphi \mp \mu\int_{\theta}^{\vartheta}[R + c\cos(\varphi+\psi)]\sin\varphi d\varphi\right\}$	$h_{1,2}$ — плечи приложения сил $Q_{1,2}$ относительно центров поворота колодок; c — расстояние между центрами вращения барабана и поворота колодок; ψ — угловая координата центра поворота колодки
3	$p_{1,2} = Q_{1,2}h_{1,2}/bRc\left\{2\alpha\cos\psi \mp \mu\left[\frac{2R}{c}\sin\alpha - (\alpha + \sin\alpha\cos\alpha)\sin\psi\right]\right\}$	—
4	$M_{1,2} = \dfrac{Q_{1,2}h_{1,2}}{\frac{c}{\mu R}\frac{\alpha\cos\psi}{\sin\alpha} \mp \left[1 - \frac{c}{2R}\left(\alpha + \frac{\sin 2\alpha}{2}\right)\frac{\sin\psi}{\sin\alpha}\right]}$	—
5	$\mathrm{tg}\beta_{1,2} = \left(\mu\int_{\theta}^{\vartheta}\sin^2\varphi d\varphi - \frac{Q_{1,2}}{bRp_{1,2}}\right) / \left(\int_{\theta}^{\vartheta}d\varphi \mp \mu\int_{\theta}^{\vartheta}\sin\varphi\cos\varphi d\varphi - \frac{Q_{1,2}}{bRp_{1,2}}\right)$	β_1, β_2 ($\beta_{1,2}$) — углы наклона опорных поверхностей соответственно первичной и вторичной самоустанавливающихся колодок; b — ширина накладок; p_1, p_2 ($p_{1,2}$) — удельные нагрузки на накладках первичной и вторичной колодок
6	$\mathrm{tg}\beta_{1,2} = \left(\frac{\mu}{2}(\alpha + \sin\alpha\cos\alpha)\right) / (\alpha - K_{1,2})$	μ — коэффициент трения; α — половина угла охвата
7	$K_{1,2} = \frac{c}{h}\left[\alpha\cos\psi \mp \mu\left(\frac{R}{c}\sin\alpha - \frac{\alpha + \sin\alpha\cos\alpha}{2}\sin\psi\right)\right]$	c — расстояние от центра вращения барабана до точки контакта колодки с опорной поверхностью; h — плечо приложения разжимающей силы; ψ — угловая координата центра поворота колодки; R — радиус трения барабана

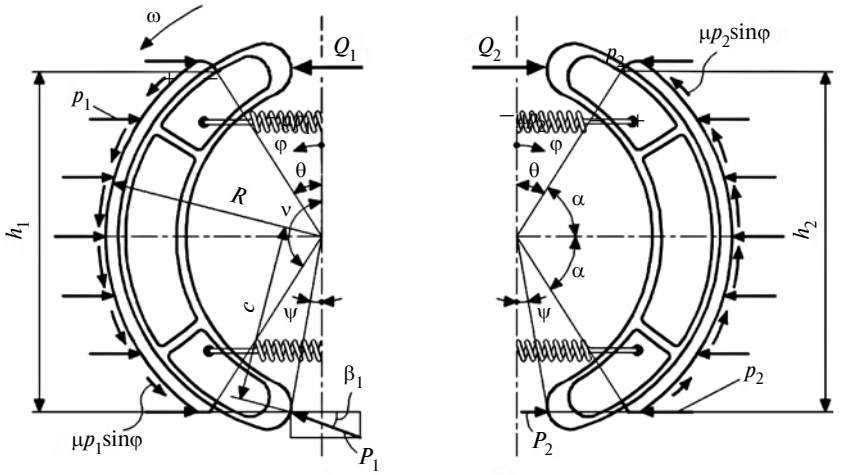

Рис. 3. Нагружение самоустанавливающихся колодок параллельными относительно оси симметрии накладок колодок равномерно распределёнными удельными нагрузками и соответствующими им тангенциальными силами трения

формулой 4 (подставив формулу 3 в форму 1). При этом для подсчёта M_1 необходимо брать параметры с индексом 1 и верхним знаком, а M_2 — с индексом 2 и нижним знаком.

Тогда момент, развиваемый барабанным тормозом с первичной и вторичной колодками, будет равен $M = M_1 + M_2$, с двумя первичными $M = 2M_1$, с двумя вторичными $M = 2M_2$.

Формула 4 универсальна, так как применима и для тормозов с неподвижными осями колодок, и для барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками. Основана она на теоретических и опытно-конструкторских работах по конструированию, расчёту, изготовлению опытных образцов и испытанию барабанных тормозов автомобилей и мотоциклов [6].

В целях упрощения расчётов без заметного влияния на конечный результат, в отличие от работ [6], в настоящей статье, как и в [7], принято следующее: накладки колодок воздействуют на барабан параллельными, относительно оси симметрии накладки, активными (+) равномерно распределёнными удельными нагрузками p_1 и p_2, с началом отсчёта текущего угла φ от нормали к оси симметрии каждой накладки (см. рис. 1); вращающийся барабан реагирует на накладки колодок пассивными (−) нагрузками, представляющими собой нормальные составляющие от активных сил, действующими в обратном направлении, $-p_1\sin\varphi$ и $-p_2\sin\varphi$, которые достигают максимальных величин $-p_1$ и $-p_2$, $-\mu p_1$ и $-\mu p_2$ при $\varphi = \pi/2$.

Для того, чтобы при достаточной жёсткости тормозного барабана и колодок добиться синусоидального распределения нагрузок по длине накладок и тем самым исключить высокочастотные вибрации тормозов, обеспечив одновременно симметричный износ накладок наиболее близкий к равномерному, необходимо таким образом ориентировать опорную поверхность, по которой скользит самоустанавливающаяся колодка по мере износа накладок, чтобы она работала как колодка с неподвижным центром поворота. Поэтому важнейшей задачей расчёта барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками, кроме функционального, является аналитическое определение оптимальных углов наклона рабочих опорных поверхностей.

Очевидно, что износ накладок самоустанавливающихся колодок будет симметричным если силы, стремящиеся сместить колодки, уравновешены реакцией опорной поверхности. Это условие соблюдается когда опорные поверхности выполнены наклонными так, чтобы результирующие смещающих колодки сил полностью уравновешивались реакциями опорных поверхностей.

Тогда для случая нагружения самоустанавливающихся колодок параллельными относительно оси симметрии накладок колодок равномерно распределёнными удельными нагрузками и соответствующими им тангенциальными силами трения (рис. 3) найдем $\mathrm{tg}\beta_{1,2}$ по формуле 5, где β_1, β_2 ($\beta_{1,2}$) — углы наклона опорных поверхностей соответственно первичной и вторичной самоустанавливающихся колодок; b — ширина накладок; p_1, p_2 ($p_{1,2}$) — удельные нагрузки на накладках первичной и вторичной колодок. (Остальные параметры показаны на рисунке.)

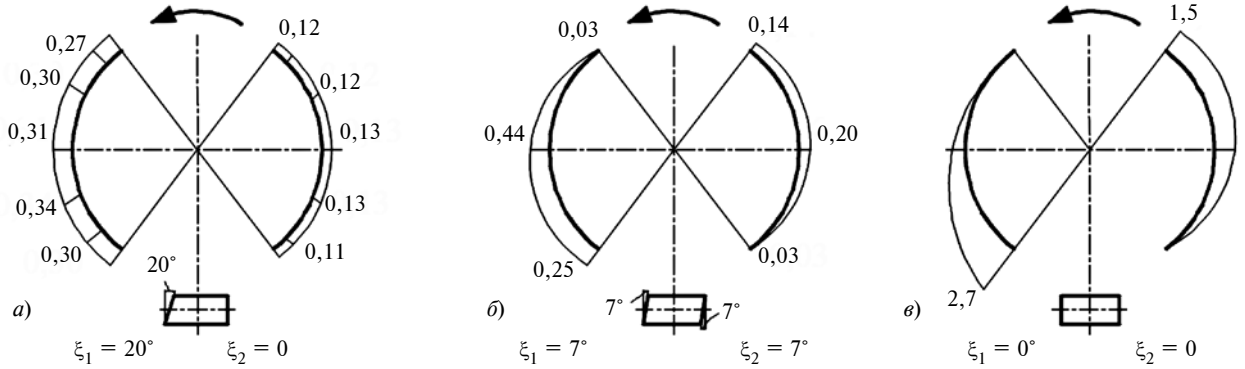

Рис. 4. Эпюры износа накладок колодок барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками:

а — экспериментального, с рассчитанными углами наклона опорной пластины; *б* — ВАЗ-2105 после пробега 7000 км; *в* — ВАЗ-2101 после пробега 46 000 км

Подставив в равенство 5 выражение 2, после интегрирования окончательно получаем формулу 6, в которой $K_{1,2}$ вычисляется по формуле 7, где c — расстояние от центра вращения барабана до точки контакта колодки с опорной поверхностью; h — плечо приложения разжимающей силы; ψ — угловая координата центра поворота колодки; R — радиус трения барабана.

Исследования показали, что наибольшее влияние на величины тормозного момента и оптимальных углов наклона опорных рабочих поверхностей оказывает изменение коэффициента трения и координат угла охвата тормозных накладок. Эпюры износа накладок (в мм) барабанных тормозов с самоустанавливающимися колодками приведены на рис. 4.

Во время работы тормоза колодки под воздействием стяжных пружин сползают по наклонным поверхностям опорной пластины, что также приводит к возникновению вибраций и одностороннему износу накладок. Вибрации и неравномерный износ накладок, вызванные действием стяжных пружин, устраняются, если пружины закрепить таким образом, чтобы линии их действия были нормальны нажимным и опорным поверхностям разжимного устройства и опоры.

Литература

1. Бухарин Н.А. Тормозные системы автомобилей. Теория, конструкция, расчёт и испытание. — Л.: Машгиз, 1950. — 292 с.
2. Бухарин Н.А., Прозоров В.С., Щукин М.М. Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегатов автомобиля. Учебное пособие для вузов. — Л.: Машиностроение, 1973. — 504 с.
3. Александров М.П. Тормозные устройства в машиностроении. — М.: Машиностроение, 1965. — 676 с.
4. Автушко В.П., Имашева Н.П., Метлюк Н.Ф. К определению сил, действующих в системе тормозной барабан — накладка — колодка // Автотракторостроение. Вып. 19. Теория и конструирование. — Минск: Вышэйшая школа, 1984. — С. 3—6.
5. Решетов Л.Н. Самоустанавливающиеся механизмы. Справочник. — М.: Машиностроение, 1979. — 334 с.
6. Мамити Г.И. Функциональный и прочностной расчёт барабанных тормозов автомобилей. — Автореф. д-ра техн. наук. — Минск: БПИ, 1982. — 44 с.; Функциональный расчёт двухколодочных барабанных тормозов // Вестник машиностроения, 1986, № 11. — С. 26—28; Расчёт барабанных тормозов мобильных машин // Трение и износ. 1992. Т. 13, № 6. — С. 992—1003; Проектирование тормозов автомобилей и мотоциклов. Учебное пособие — Минск: Изд-во "Дизайн ПРО", 1997. — 112 с; Мамити Г.И., Льянов. М.С. Функциональный и прочностной расчёт тормозов мотоцикла. — Владикавказ: Рухс, 2002. — 219 с.
7. Мамити Г.И., Кочиев З.Т., Сланов С.А. Функциональный расчёт барабанного тормоза колёсной машины // Автомобильная промышленность. 2017, № 11. — С. 7—11.

УДК 629.014.17

СОПРОТИВЛЕНИЕ ДВИЖЕНИЮ АМФИБИЙНЫХ ДВУХЗВЕННЫХ ГУСЕНИЧНЫХ ТРАНСПОРТЁРОВ НА ВОДЕ

Кандидаты техн. наук **ЗАЙЦЕВ С.В., МАЛАХОВ Д.Ю.**
МАДИ (kt@madi.ru)

Приведена количественная оценка составляющих сопротивления воды амфибийных двухзвенных гусеничных транспортёров. Рассмотрены возможные пути уменьшения сопротивления воды амфибийных двухзвенных транспортёров на воде с учётом их конструктивных особенностей.

Ключевые слова: *амфибия, двухзвенный плавающий транспортёр, сопротивление воды, межзвеньевое пространство.*

Zaitsev S.V., Malakhov D.Yu.

THE RESISTANCE TO MOVEMENT OF TWO-SECTION AMPHIBIOUS TRACK-TYPE TRANSPORTERS ON THE WATER

This article provides a quantitative evaluation of the components of water resistance to two-section amphibious track-type transporters. The possible ways of reducing of water resistance to two- section amphibious transporters on the water, taking into account their design features.

Keywords: *amphibian, a two-section floating transporter, water resistance, intersectional space.*

Амфибийные двухзвенные гусеничные транспортёры обладают высокими грузоподъёмностью и грузовместимостью в сочетании с уникальными показателями проходимости и маневренности в тяжёлых дорожно-климатических условиях. Наиболее эффективно такие машины (например, ДТ-10, ДТ-20, ДТ-30, ГАЗ-3344 и др.) могут быть использованы в составе аварийно-спасательных групп, при поисковых и аварийно-спасательных работах в экстремальных условиях, например, возникающих во время стихийных бедствий, когда требуется в условиях бездорожья, наводнений, снежных заносов, обвалов и массовых разрушений быстро эвакуировать из зоны бедствий людей, животных, ценные и крупногабаритные грузы, доставить в зону бедствия спасателей с их оборудованием, врачей и продовольствие [1].

Характеристики движения двухзвенных транспортёров на суше исследованы достаточно хорошо [2], чего нельзя сказать об их характеристиках на воде. Дело в том, что существующие методики позволяют производить расчёты сопротивления движения на воде в основном для однокорпусных машин.

Сопротивление воды движению плавающих машин в общем случае может быть вычислено по следующей формуле $R = 1/2\xi\rho FV^2$, где ξ — безразмерный коэффициент сопротивления; ρ — плотность жидкости; F — площадь поперечного сечения подводной части корпуса и ходовой части машины; V — скорость движения машины при прямолинейном движении. [3]

При этом площадь F рассчитывается по выражению $F = BT_{CP} + 2b_{\Gamma}(T_0 - T_{CP})$, в котором B — ширина корпуса; T_{CP} — среднее заглубление корпусов; b_{Γ} — ширина гусеничной цепи; T_0 — осадка машины по сухопутному движителю.

Полное же сопротивление воды, создаваемое конструктивными элементами двухзвенной машины, можно представить в виде: $R = R_{K1} + R_{ХЧ1} + R_{K2} + R_{ХЧ2} + R_{Ш}$, где R_{K1}, R_{K2} — сопротивление воды, создаваемое корпусами первого и второго звена машины; $R_{ХЧ1}$, $R_{ХЧ2}$ — сопротивление воды, создаваемое элементами ходовой части первого и второго звена машины; $R_{Ш}$ — дополнительное сопротивление воды, обусловленное наличием межзвеньевого пространства.

Для количественной оценки составляющих сопротивления воды данного класса машин, а также выявления возможных путей уменьшения сопротивления

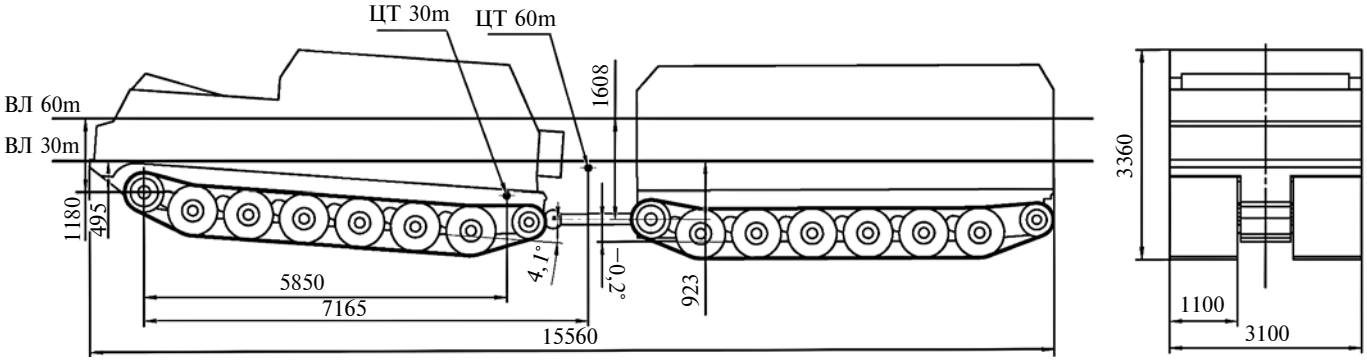

Рис. 1. Амфибийный двухзвенный гусеничный транспортёр ДТ-30П

воды необходима раздельная оценка сопротивления воды перемещению корпусов и ходовой части машины. Сопротивление воды, вызываемое корпусами машины и отдельно элементами её ходовой части, обычно изучается экспериментальным путём при проведении натурных, модельных испытаний или методами математического моделирования. Основные геометрические размеры транспортёра при моделировании движения на плаву и его осадка в воде представлены на рис. 1 и 2.

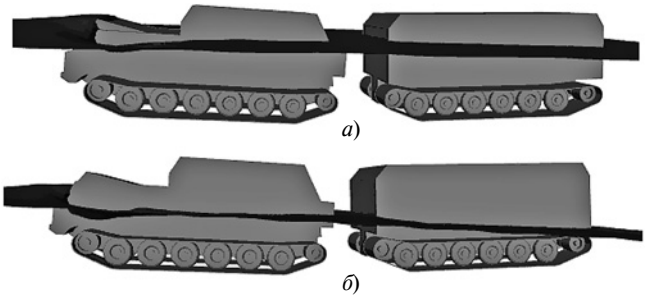

Рис. 2. Осадка транспортёра в воде на скорости 3 м/с:
а — полной массой 60 т; *б* — полной массой 30 т

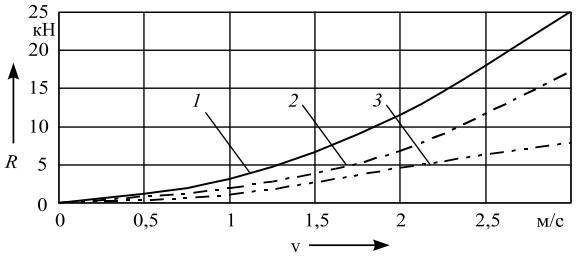

Рис. 3. Зависимость сопротивления воды от скорости:
1 — для всего транспортёра (30 т); *2* — его первого звена; *3* — второго звена

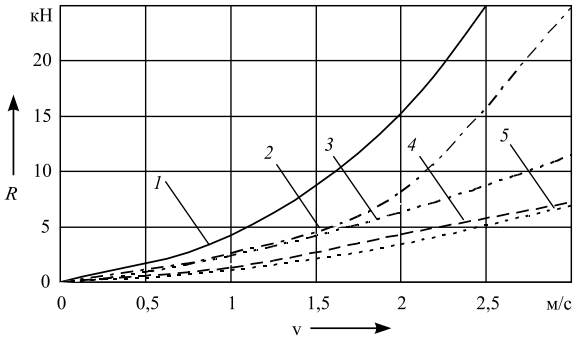

Рис. 4. Зависимость сопротивления воды от скорости:
1 — для всего транспортёра (60 т.); *2* — его первого звена; *3* — второго звена; *4* — ходовой части первого звена; *5* — ходовой части второго звена

Буксировочное сопротивление амфибийного двухзвенного гусеничного транспортёра полной массой 30 т на глубокой воде иллюстрирует рис. 3. Как видим, сопротивление воды первого звена составляет 61...68 % от полного сопротивления транспортёра, а второго звена — 31...38 %.

Увеличение полной массы двухзвенного транспортёра на глубокой воде в два раза приводит к увеличению его осадки и росту общего сопротивления воды на 17...25 % (рис. 4). Сопротивление звеньев в воде по отдельности также меньше общего полного сопротивления транспортёра.

Для транспортёра полной массой 60 т сопротивление воды первого и второго корпуса до скорости движения на плаву 5,5 км/ч одинаково. Но с ростом скорости наблюдается изменение сопротивления корпусов, что, скорее всего, вызвано изменением потоков между корпусами и межзвеньевым пространством транспортёра.

На сопротивление воды в случае двухзвенного транспортёра также оказывает влияние ходовая часть, поскольку включает четыре широкие гусеницы, общая ширина которых составляет примерно две трети ширины машины. Сопротивление гусеничных движителей составляет 15...30 % от общего сопротивления воды первого звена и 12...24 % — второго звена плавающего транспортёра (см. рис. 4).

Характер изменения дифферента при разной полной массе транспортёра носит одинаковый характер и до скорости 6...7 км/ч изменяется незначительно. Увеличение скорости движения приводит к росту дифферента в сторону носовой части первого и второго звеньев транспортёра (рис. 5), что приводит к заливанию носовой части первого звена машины и её заныриванию.

Зависимость безразмерных коэффициентов сопротивления от скорости на глубокой воде для амфибийного двухзвенного транспортёра полной массой 60 т представлена на рис. 6. В практических расчётах можно принимать следующие осреднённые значения ξ как для моделей, так и для натурных транспортёров на глу-

бокой воде. Для всего транспортёра это 0,114...0,123; для первого звена — 0,07...0,78; для второго звена — 0,044; для гусеничного движителя первого звена — 0,02...0,033; для гусеничного движителя второго звена — 0,02...0,035.

Полезную информацию о влиянии формы носовых и кормовых частей корпуса на сопротивление воды можно получить по результатам испытаний моделей звеньев машины (рис. 7). Сопротивление воды для звеньев и ходовой части увеличивается с ростом скорости движения транспортёра. Дополнительное сопротивление воды, создаваемое межзвеньевым пространством, практически не изменяется и может составлять 40...50 % (при скорости 1 м/с) от общего сопротивления транспортёра. С дальнейшим увеличением скорости движения на плаву наблюдается рост сопротивления ходовой части, которое больше дополнительного сопротивления межзвеньевого пространства.

Эпюры продольного распределения давления вдоль ходовой части и поверхности корпусов двухзвенного транспортёра при разных скоростях его движения на воде показаны на рис. 8. Характер изменения кривых

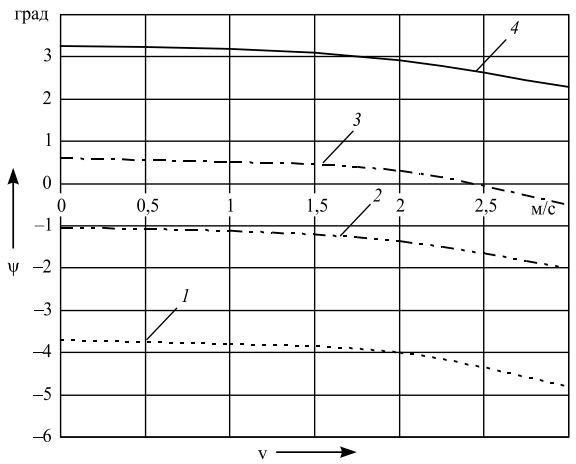

Рис. 5. Изменение дифферента звеньев транспортёра от скорости движения:

1 — второго звена (30 т); *2* — второго звена (60 т); *3* — первого звена (30 т); *4* — первого звена (60 т)

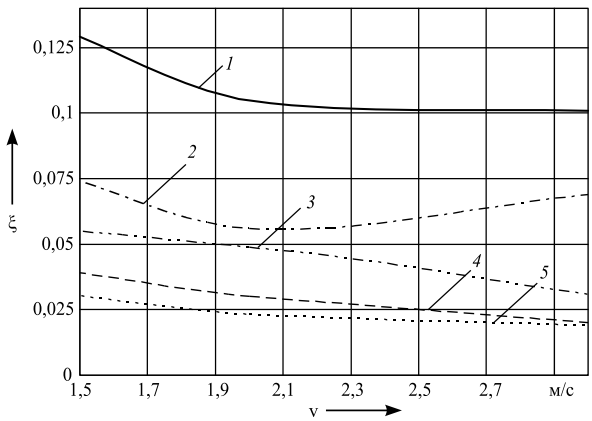

Рис. 6. Зависимость безразмерного коэффициента сопротивления от скорости транспортёра:

1 — двухзвенного транспортёра; *2* — первого звена; *3* — второго звена; *4* — гусеничного движителя второго звена; *5* — гусеничного движителя первого звена

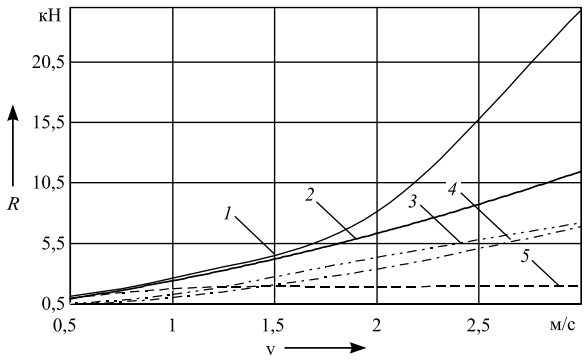

Рис. 7. Зависимости сопротивления воды для транспортёра полной массой 60 т от скорости:

1 — для первого звена; *2* — второго звена; *3* — ходовой части второго звена; *4* — ходовой части первого звена; *5* — межзвеньевого пространства

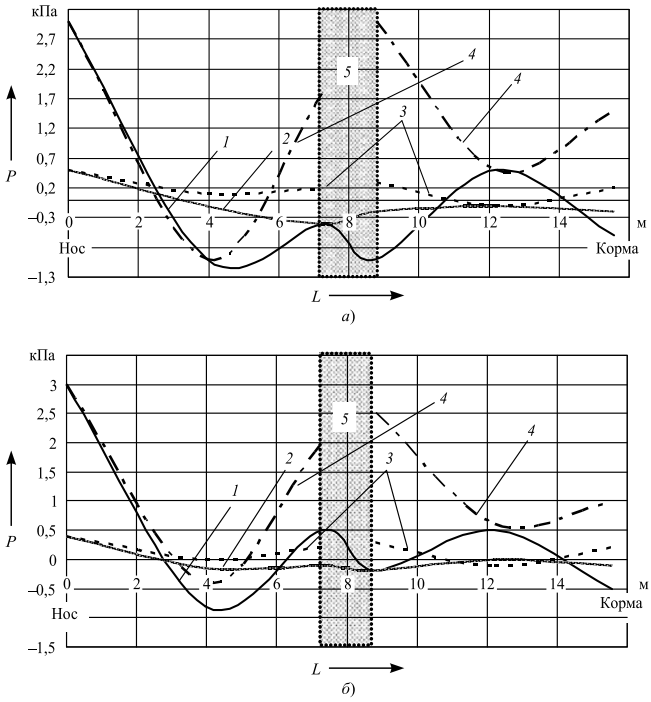

Рис. 8. Распределение давления вдоль поверхности транспортёров полной массой 60 (а) и 30 т (б):

1 — корпуса (3 м/с); *2* — корпуса (1 м/с); *3* — ходовой части (1 м/с); *4* — ходовой части (3 м/с); *5* — область межзвеньевого пространства

для разных скоростей движения двухзвенного транспортера одинаков. Зоны повышенного давления локализуются в носовой погруженной части корпуса, на фронтальных внешних участках гусеничной цепи первого и второго звеньев, а также на внутренних поверхностях гусеничного обвода в области кормовых звёздочек движителей. Формирование сопротивления движению машины в данных зонах подтверждается локальными максимумами на представленных кривых распределения давления. Кроме того, наблюдается формирование таких участков повышенного давления в области межзвеньевого пространства транспортёра.

Результаты исследования показывают, что уменьшения сопротивления воды при малых скоростях движения (до 1 м/с) можно достичь не только за счёт удобообтекаемой формы носовой и кормовой частей зве-

ньев транспортёра, но также за счёт экранирования межзвеньевого пространства. Это позволит улучшить общую картину обтекания машины и уменьшить сопротивление участков гусеничной цепи расположенных вблизи межзвеньевого пространства. С увеличением скорости движения растёт сопротивление воды, создаваемое элементами ходовой части машины. Уменьшения его можно достичь, например, за счёт установки экранов гусеничных обводов водоходных движителей. Полученные безразмерные коэффициенты позволяют рассчитывать полное сопротивление воды для амфибийных двухзвенных гусеничных транспортёров разной массы с учётом их конструктивных элементов на глубокой воде.

Литература

1. Осколков К.В. Первые отечественные сочленённые гусеничные машины — двухзвенные транспортёры "Витязь", г. Уфа. Издательство "Слово", 2005. — 280 с.
2. Котиев Г.О. Комплексное подрессоривание двухзвенных гусеничных машин / Г.О. Котиев, Е.Б. Сарач. — М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. — 184 с.
3. Степанов А.П. Проектирование амфибийных машин / А.П. Сепанов. — М.: Мегалион, 207. — 420 с.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

УДК 629.114.2

ТЕСТОВАЯ ДИАГНОСТИКА — НОВЫЙ УРОВЕНЬ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИХ ТРАНСМИССИЙ

Кандидаты техн. наук **АНТИПЕНКО Г.Л., СУДАКОВА В.А., ШАМБАЛОВА М.Г.**
Белорусско-Российский университет
(veronia111@yandex.ru)

Проводится обоснование необходимости проведения тестовой диагностики в процессе эксплуатации. Описаны алгоритмы диагностирования, основанные на анализе относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов импульсным способом. Предложены виды тестовых воздействий, позволяющие отслеживать техническое состояние фрикционных муфт и зубчатых колёс гидромеханических трансмиссий.

Ключевые слова: *тестовая диагностика, гидромеханическая трансмиссия, фрикционные муфты, зубчатые колёса, локальный дефект, кинематическая погрешность, относительные угловые перемещения, импульсный способ.*

Antipenko L.G., Sudakova V.A., Shambalova M.G.

TEST DIAGNOSTICS IS A NEW LEVEL OF CONTROL OF TECHNICAL CONDITION OF HYDRO-MECHANICAL TRANSMISSIONS

The article is justification of the necessity of the test diagnostic operation. The described diagnostic algorithms based on analysis of the relative angular displacements of the driving and driven shafts pulsed manner. The proposed types of test actions, allowing to monitor the technical condition of the clutches, gears of hydromechanical transmissions.

Keywords: *diagnostic test, hydromechanical transmission, clutch, gears, premises defect, the kinematic error, the relative angular displacement of the pulse method.*

Автомобили с гидромеханическими трансмиссиями (ГМТ), будь то легковые или карьерные, обладают существенно более высокими потребительскими качествами, чем аналогичные автотранспортные средства с трансмиссиями механическими. Но за это приходится расплачиваться большей сложностью конструкции и, как следствие, меньшей надёжностью в эксплуатации. Снижение надёжности можно компенсировать быстротой восстановления работоспособности машины при возникновении неисправности. А для этого в первую очередь необходим мониторинг технического состояния, чтобы при выходе параметров за пределы допустимых значений быстро и точно установить причину, локализовать дефект и устранить опасность для дальнейшей эксплуатации.

Современные автомобили с ГМТ оснащаются бортовыми системами управления с функцией диагностики технического состояния, но, как правило, лишь элементов самой системы управления, систем двигателя, электрооборудования и тормозов. Что касается ГМТ, то производители снабжают их собственной встроенной системой диагностики, которая контролирует исправность электрических цепей и элементов управления трансмиссией.

Что же представляют собой системы контроля ГМТ? Это системы функциональной диагностики, которые отслеживают изменения параметров и выдают соответствующий код ошибки, который сохраняется в памяти бортового компьютера (электронного блока управления) с выдачей сообщения на панель управления. Это может быть сообщение о появлении какого-либо дефекта или сообщение о нарушении правильности функционирования, неизвестно чем вызванном. Если код соответствует постоянной неисправности, т.е. проявляющийся постоянно, пока её не устранят, его называют активным кодом (*hard code*). Большинство диагностических карт предназначены для нахождения постоянных неисправностей по активным кодам. Для установления вида неисправности в мастерской считывают код ошибки с помощью сканера или портативного мотор-тестера и расшифровывают его по соответствующим диагностическим картам или с помощью экспертной системы. Для повышения вероятности установления правильного диагноза некоторые системы бортовой диагностики имеют подпрограмму фикса-

ции всех параметров объекта в момент появления ошибки, формируя так называемый "замороженный кадр" (*freeze frame record*). Такая опция существенно облегчает постановку правильного диагноза, так как позволяет проследить изменения параметров до и после возникновения ошибки [1].

И всё же эффективность такой диагностики недостаточна. Так, например, какие действия должен предпринять руководитель службы эксплуатации (главный механик) при появлении сообщения о выходе за нормативные пределы времени замыкания фрикциона ГМП? Расшифровка кода этой ошибки будет указывать на множество причин: это и снижение давления в линии управления фрикционом из-за нарушения герметичности уплотнительных колец на вращающемся валу; это и износ бустера фрикциона, и вспенивание масла при перегреве, и ухудшение работы масляного насоса ГМП или нарушение настройки редукционного клапана, и засорение фильтра или подводящего канала... А может быть и сочетание всех этих причин одновременно, хотя каждая в отдельности не вышла за нормативные пределы. Каков же итог такой диагностики? Никто ничего делать не будет, поскольку работоспособность машины не нарушена, а лишь ухудшился один из параметров ГМП. Поскольку стоимость машины достаточно высока и вывод её из эксплуатации для устранения "неизвестно чего", существенно скажется на объёмах выполняемых работ, то такое решение оправдано. Но на приборной панели будет постоянно гореть транспарант "*CHECK TRANS*" (проверь трансмиссию), нервируя водителя и затрудняя получение информации об обнаружении других ошибок.

Когда же этот параметр скажется на невозможности выполнения машиной задач, для которых она предназначена, например, появится буксование фрикциона при доставке руды из карьера, и возникнет угроза остановки машины на серпантине, то такая неисправность вынудит вывести машину из эксплуатации для её ремонта. Однако получить такую информацию заранее при функциональном диагностировании невозможно. Её можно получить только при тестовом диагностировании. Тест — это специально сформированное внешнее воздействие на трансмиссию, позволяющее выявить техническое состояние того или иного элемента этой трансмиссии. Дело остается за малым — разработать алгоритмы таких тестовых воздействий. Но это и является сложной научной задачей, разговоры о которой ведутся давно, а результаты пока весьма скромны.

Оценить техническое состояние фрикционных муфт по максимально передаваемому моменту, чтобы исключить их буксование при движении карьерного самосвала с максимальной нагрузкой из карьера, можно проведя тестовую диагностику фрикционов заранее.

Примером тестового диагностирования фрикционов ГМП может быть нагружение трансмиссии со стороны двигателя на стоповом режиме работы гидротрансформатора. Затормозив машину штатной тормозной системой, кратковременно выводят двигатель на номинальный режим и следят за тем, провернулся ли турбинный вал. Возможности для этого имеются, поскольку современные бортовые системы управления

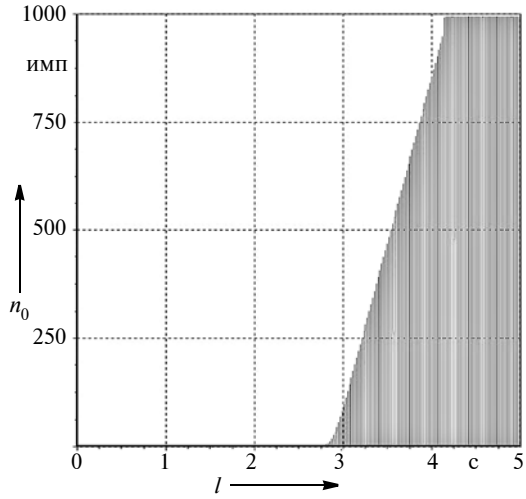

Рис. 1. Результаты теста на буксование фрикциона

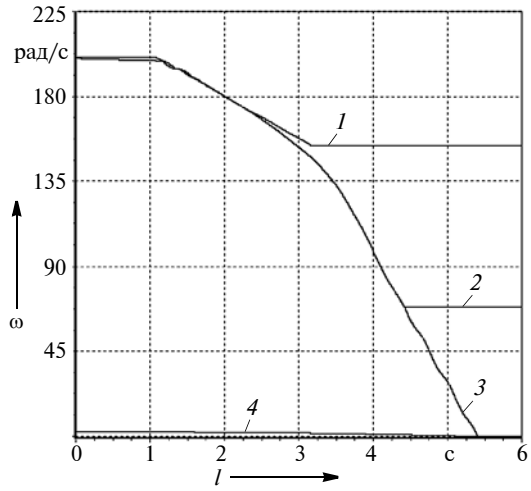

Рис. 2. Тестовое диагностирование фрикционов в движении

используют информацию об угловой скорости турбинного вала гидротрансформатора. А поскольку её измеряют импульсным датчиком, то результаты тестовой диагностики при возникновении буксования фрикциона будут иметь вид, представленный на рис. 1. Это случай срыва сцепления ведущих и ведомых дисков при достижении некоторой величины крутящего момента, что отражается на появлении импульсов с датчика турбинного вала n_o.

Такое диагностирование можно провести и при движении машины, постепенно затормаживая её и выводя двигатель на номинальный режим. При таком виде тестового воздействия угловая скорость коленчатого вала двигателя начнёт уменьшаться (рис. 2, кривая *1*), падает до какой-то величины и угловая скорость турбинного вала (кривая *2*), а при пробуксовке фрикциона она останавливается на каком-то уровне при остановке выходного вала (кривая *3*).

Возможности тестового диагностирования заложены и в современных сканерах. При функциональном диагностировании обнаруживаются и непостоянные (нерегулярные) неисправности, которые проявляются при определённых условиях (скорость автомобиля, нагрузка, температура и т.д.). После стирания всех ко-

дов ошибок из ЭБУ они не восстанавливаются до тех пор, пока аналогичные условия не проявятся вновь. Коды непостоянных неисправностей называются историческими (*historic, soft codes*). Они запоминаются на некоторое число циклов "запуск — останов двигателя" и при неповторении за это время стираются. Причины выхода параметра за установленные пределы в данном случае определить достаточно сложно. Вероятность установления точного диагноза с помощью диагностических карт невелика, так как причин выхода параметра за допустимые пределы может быть множество. В этом случае пользуются возможностями современных сканеров и проводят ездовые испытания (*drive test*) с воспроизведением условий появления ошибки с записью потоков параметров или системных данных для их последующего воспроизведения и анализа при постановке диагноза. А это уже фактически тестовый режим, когда сканер работает в режиме снимка.

Кроме фрикционов, важным элементом, от которого зависит надёжность работы ГМП, являются зубчатые передачи. Интегральный показатель их технического состояния — суммарный угловой зазор, который характеризует износ рабочих поверхностей зубьев. В механической трансмиссии его номинальное и предельное значения прописаны в эксплуатационной документации. Проверить этот параметр достаточно просто, отсоединив карданную передачу и включая поочередно ступени коробки передач, выбирают зазор в одном, а затем в другом направлении, измеряя этот зазор угломером вначале в коробке, а затем в главной передаче. В ГМТ этот параметр измерить невозможно, так как при неработающем автомобиле кинематическая связь в трансмиссии отсутствует, поскольку фрикционы разомкнуты, а при их замыкании автомобиль начинает движение. В итоге в ГМТ от такого важного параметра отказались. А ведь в суммарный угловой зазор входит и смятие шлицев, на которых установлены фрикционы, и регулировка главной передачи, т.е. информативность этого параметра достаточно велика.

Тестовая диагностика позволяет определять суммарный угловой зазор в ГМТ. В этом случае тестовым воздействием будет разгон и торможение двигателем, когда в тяговом режиме работы выбираются зазоры в одном направлении, а в тормозном — силы инерции вращательно и поступательно движущихся масс, продолжая движение, выбирают зазоры в другом направлении. При этом контроль относительных угловых перемещений ведущей и ведомой частей трансмиссии необходимо осуществлять импульсным методом, так как режим нестационарный.

Моделирование этого процесса позволило не только проверить эффективность тестового воздействия, но и обосновать алгоритм определения суммарного углового зазора при наличии колебаний в трансмиссии, поскольку в её кинематической цепи имеются упругие элементы. Вид тестового воздействия представлен на рис. 3. Момент двигателя при равномерном движении на ровном участке пути для карьерного самосвала БелАЗ-7555 составляет около 30 Н · м. В этот период выбраны зазоры одного направления (рис. 4). При резком сбросе педали подачи топлива двигатель создаёт тормозной момент ≈230 Н · м, который уменьшается по мере уменьшения угловой скорости коленчатого вала. В этот период начинают выбираться зазоры в коробке передач (кривая *1*) и в трансмиссии в целом (кривая *2*). Выбрав зазоры (горизонтальные площадки), упругие силы выталкивают зубья в пространство этого зазора, т.е. имеет место колебательный процесс.

Используя импульсный метод контроля относительных угловых перемещений ведущего и ведомого валов, легко определить, насколько уменьшится число опорных импульсов в выходных за первую фазу выбора зазора, поскольку её можно отслеживать по убыванию числа опорных импульсов в каждом выходном.

Как только их число начнёт возрастать, значит, фаза выбора зазора закончилась. Разница в числах фактических и теоретических импульсов опорного сигнала за время выбора зазора и даёт величину суммарного углового зазора в импульсах опорного сигнала, которые легко переводятся в градусы, так как углу поворота в 360° соответствует число опорных импульсов за один оборот, генерируемых энкодером, а искомому угловому зазору — найденная разница.

Превышение суммарного углового зазора — ещё не повод для прекращения эксплуатации. Неопределённость причин, вызвавших превышение суммарного уг-

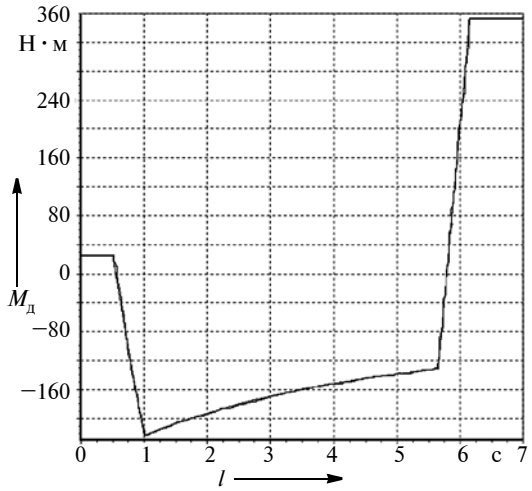

Рис. 3. Тестовое воздействие на трансмиссию со стороны двигателя

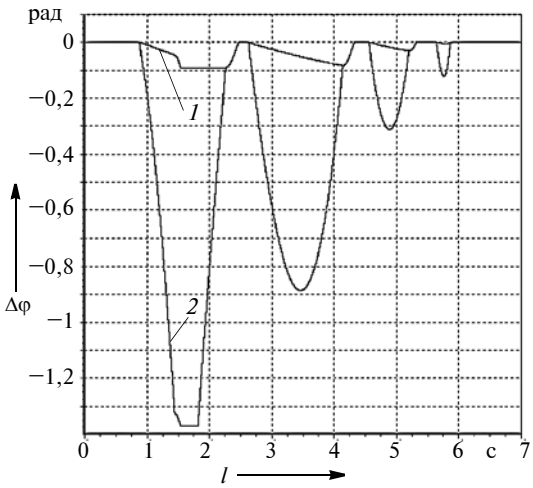

Рис. 4. Выбор суммарного углового зазора в коробке передач (1) и трансмиссии в целом (2)

лового зазора, а это может быть и нарушение регулировки главной передачи, и износ боковой поверхности одного или нескольких зубчатых колёс, и смятие шлицев валов, не позволяет заранее подготовить запасные части для быстрого устранения неисправности.

Опасным дефектом, требующим прекращения эксплуатации машины с зубчатым приводом, во многих эксплуатационных документах, указывается облом зуба. Облом одного зуба отражается на кинематической погрешности передачи, но из-за наличия коэффициента перекрытия зубчатых зацеплений заклинивания коробки передач не происходит. Однако возникновение ударных нагрузок на следующий после обломанного зуб резко увеличивает вероятность его разрушения, поскольку у него возрастает зона однопарного зацепления, при которой он один передаёт полную нагрузку. При обломе двух зубьев подряд кинематическая связь между ведущей и ведомой частями привода нарушается, т.е. теряется его работоспособность, и реально возникает возможность заклинивания коробки с катастрофическими последствиями, чего допускать нельзя.

Но как обнаружить облом зуба? Виброакустический метод здесь не поможет: облом одного зуба не вызывает таких изменений вибросигнала, которые бы позволили однозначно указать на этот дефект. Наиболее чувствителен к данному дефекту такой диагностический параметр как кинематическая погрешность. Но существующие средства определения кинематической погрешности — кинематометры, требуют равномерного вращения входного вала, относительно которого определяются колебания угловой скорости выходного вала. В противном случае погрешность измерения увеличивается.

Широкое распространение цифровых (микропроцессорных) систем управления и диагностики как бортовых, так и внешних, позволяют определять кинематическую погрешность, измеряя относительные угловые перемещения ведущего и ведомого валов. Ведь специфика микропроцессорных систем в том, что они не обрабатывают сигнал от датчика, а опрашивают его состояние с высокой частотой. Поэтому, установив датчики углового положения на ведущем и ведомом валах (энкодеры), можно определять относительные угловые перемещения валов и по ним оценивать кинематическую погрешность передачи.

Измерение кинематической погрешности не в функции времени, а в функции угла поворота выходного вала не требует стабилизации угловой скорости на входе, что существенно упрощает её определение непосредственно в процессе эксплуатации. При этом локальный дефект зуба на графике кинематической погрешности проявляется в виде короткого всплеска, высота которого и характеризует величину дефекта, а шаг повторного появления — его принадлежность тому или иному зубчатому колесу. Сопоставляя фактический угол поворота зубчатого колеса с теоретическим, можно определить и циклическую кинематическую погрешность, характеризующую неравномерность износа зубьев по окружности или смещение оси вращения относительно зубчатого венца.

Конечно, для механических трансмиссий обломы зубьев в коробке передач — это дефект нехарактерный. Переключение ступеней в таких коробках производится при полной синхронизации угловых скоростей привода, т.е. с минимальной динамической нагруженностью и при правильном проектировании обломов быть не должно.

Иное дело — ГМП. Переключение ступеней здесь осуществляется фрикционными муфтами за 0,1...0,3 с, что при передаточном числе смежной передачи, отличающимся примерно в два раза, вызывает значительные динамические нагрузки на зубья, находящиеся в этот момент в зацеплении. Поэтому вероятность поломок зубьев в ГМП существенно выше, чем в механической трансмиссии.

Учитывая тот факт, что в процессе эксплуатации карьерных самосвалов БелАЗ за их срок службы ГМП меняют 3—4 раза, необходимо точно знать, когда она достигла предельного состояния. Поэтому мониторинг технического состояния ГМП в целях установления необходимости вывода машины из эксплуатации для ремонта или замены трансмиссии — задача весьма актуальная. И её можно решить с помощью тестового диагностирования.

В этом случае тестовым воздействием будет равномерное движение машины с небольшой скоростью, чтобы минимизировать влияние моментов инерции вращающихся масс на кинематическую погрешность $F_{КП}$, определяемую по относительным угловым перемещениям с помощью импульсного способа. Так, характер изменения кинематической погрешности в механической трёхвальной коробке передач на первой передаче с $U = 6{,}4$ при обломе зуба шестерни первичного вала показан на рис. 5.

Видно, что кинематическая погрешность содержит колебания двух различных частот, наложенных друг на друга: низкой, период которой соответствует одному обороту выходного вала, и высокой, период которой соответствует одному обороту входного вала. Это видно потому, что количество колебаний более высокой частоты соответствуют передаточному числу коробки передач. Размах этих колебаний можно интерпретировать как неравномерный износ зубьев или смещение осей вращения относительно зубчатого венца из-за состояния подшипников. А анализ зубцовой частоты первичного вала (рис. 6) позволяет выявить выброс кинематической погрешности с одинаковым шагом ($T_1 = T_2$), высота которого соответствует облому зуба.

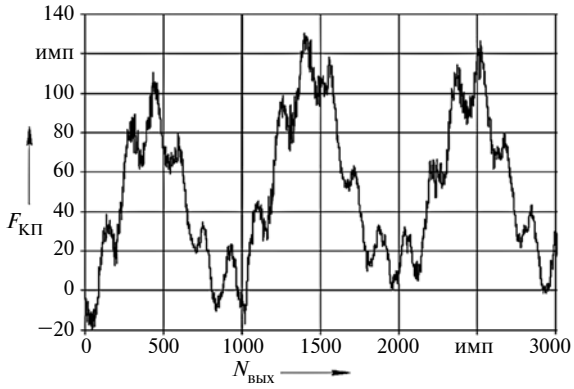

Рис. 5. График изменения кинематической погрешности двухступенчатого привода при U = 6,4

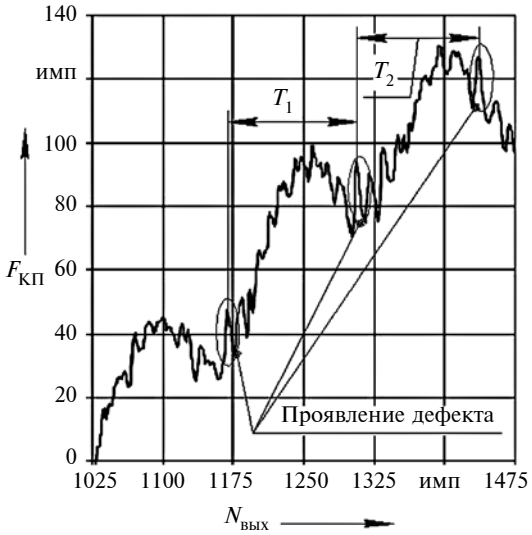

Рис. 6. Фрагмент графика кинематической погрешности передачи

Понятно, что тестовое диагностирование предполагает разработку алгоритмов диагностирования и точный расчёт тестовых воздействий, основанный на моделировании динамических процессов в трансмиссии. Но на современном этапе это больших трудностей не вызывает. Заложив алгоритм диагностирования в бортовой компьютер, можно наблюдать за правильностью реализации тестового воздействия, сигнализируя водителю транспарантом *"ТЕСТ ПРОШЁЛ"* или *"ТЕСТ НЕ ПРОШЁЛ"*. Это существенно увеличило бы достоверность результатов диагностики.

Таким образом, дальнейшее совершенствование систем диагностики должно идти по пути разработки алгоритмов тестового диагностирования с максимальным использованием встроенных средств или информационных систем самих машин. Это, во-первых, не требует сложных и дорогостоящих специализированных стендов, во-вторых, позволяет повысить достоверность диагностики, поскольку тестовое воздействие для каждого вида дефекта тщательно моделируется, а его исполнение может отслеживаться во время диагностики. При этом функциональная диагностика не теряет своего значения, она позволяет обнаруживать отклонения параметров функционирования машины от заданных значений, чтобы затем локализацию дефекта провести с помощью тестового диагностирования, не выводя машину из эксплуатации. Это позволит снизить простои машин в ремонтах, уменьшить складские запасы и номенклатуру запасных частей, поскольку опасные дефекты можно выявлять на той стадии, когда они ещё не привели к катастрофическим последствиям, а не по факту выхода ГМТ из строя.

Литература

Максименко А.Н. Диагностика строительных, дорожных и подъёмно-транспортных машин: учеб. пособие / А.Н. Максименко, Г.Л. Антипенко, Г.С. Лягушев. — СПб.: БХВ-Петербург, 2008. — 302 с.

УДК 629.113.52

АКТИВАЦИЯ МОТОРНЫХ ТОПЛИВ

Д-р техн. наук **ВОРОБЬЁВ Ю.В.**, канд. техн. наук **ДУНАЕВ А.В.**
Тамбовский ГТУ, Федеральный научный агроинженерный центр ВИМ
(dunaev135@mail.ru)

Изложены особенности модификации моторных топлив активатором по патенту РФ № 2411074, когда облегчается фракционный состав и продолжается модификация топлив после их выхода из активатора. Необратимость модификации обеспечивает сокращение расхода топлив на 20—27 % без уменьшения мощности ДВС, уменьшается дымность отработавших газов дизелей, их токсичность у бензиновых ДВС, уменьшается температура замерзания дизельного топлива, оно очищается от смол и соединений серы.
Активатор проверен тремя стендовыми моторными испытаниями в РФ, в Рочестер-Центр (США), контролем химмотологических показателей восьми марок бензинов и трёх марок дизельного топлива, десятками хромотограмм топлив до и после активации, контролем температуры замерзания и дымности дизелей.

Ключевые слова: *механохимия, фракционный состав, химмотология, расход топлива.*

Vorob'ev Yu.V., Dunaev A.V.
ACTIVATION OF ENGINE BUELS

The modification of motor fuels by the activator according to the patent of Russian Federation № 2411074 when facilitated fractional composition and the modification of the fuels after they are released from the activator. The irreversibility of the modification provides a reduction in the consumption fuel by 20—27 % without reducing the power of the internal combustion engine, reduces the opacity in diesel engines of exhaust gases with smoke, their toxicity in petrol engines, reduces the freezing point of diesel fuel, it should be cleaned of in diesel furl tars and sulphur compounds.
Activator tested three bench engine tests in Russia, in Rochester (USA), control hematologically indicators of eight grades of gasoline and three grades of diesel fuel, tens of chromatogram fuels before and after activation, the temperature control for freezing and smoke of diesel engines.

Keywords: *mechanochemistry, fractional composition, chemmotology, fuel consumption.*

Непрерывное совершенствование автотракторных ДВС проводится для повышения их надёжности, ресурса, коэффициента полезного действия, для уменьшения расхода топлива, токсичности и дымности отработавших газов. Для повышения топливной экономичности ДВС во многих странах длительное время испытываются весьма разнообразные магнитная [1—3], гомогенизация моторных топлив [4], кавитационная [5—7], электрическая, триботехническая [8] обработка ввод присадок. В последнее время апробирована и механохимическая активация топлив [9—11].

Так, например, создан статический смеситель-активатор (далее — активатор) по патенту РФ № 2411074 [10, 11]. Активатор (рис. 1) в цилиндре длиной 150 мм, диаметром 30—50 мм имеет три последовательные камеры, встраивается в любую топливную систему ДВС, не требует привода, не содержит химических реактивов.

Воздействие активатора на топливо проводится в трёх камерах. В пер-

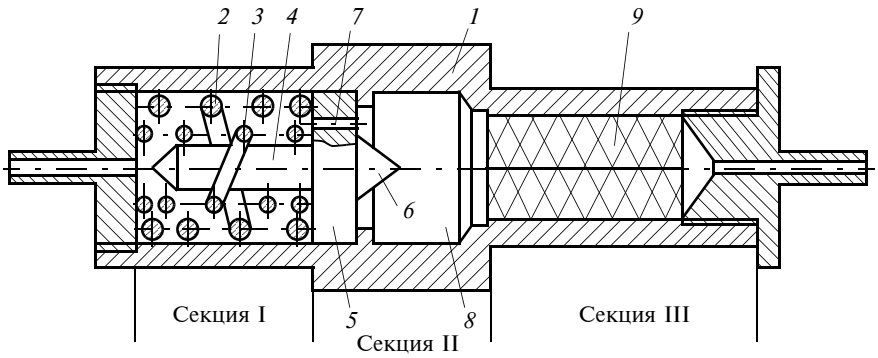

Рис. 1. Схема комбинированного статического смесителя-активатора по патенту РФ № 2411074:

1 — корпус; *2* и *3* — витые элементы; *4* — стержень; *5* — диск с микроканалами; *6* — конус стержня; *7* — каналы; *8* — промежуточная камера; *9* — смеситель из перекрещивающихся решёток

вой происходит встречное винтообразное перемешивание и растирание струй, предполагается дробление кластеров. Из первой камеры во вторую струи продавливаются через капилляры и идёт кавитационное дробление молекул. В третьей камере — продавливание фрагментов молекул через микрощели, что продолжает их разрыв. Такое трёхкратное воздействие обусловливает необратимость механоактивации.

Активатор многократно проверен хроматографией различных топлив [10], контролем их расхода [11] и выброса вредных веществ с отработавшими газами ДВС. Хроматограммы активированного дизельного топлива и бензина разных поставщиков показали уменьшение доли тяжёлых углеводородов и образование лёгких: гексана, гептана, триметил-пентана до 37 %, а также снижение содержания серы с 0,032 до 0,015 %, а смол с 7,4 до 0,8 мг/100 мл. В бензине содержание октаноопределяющего толуола повышалось до 16 %, а в авиакеросине — нонана и декана — до 21 %. Активатор апробирован и на биотопливе.

Для проверки активатора проведены следующие исследования.

В Военном авиационном инженерном университете (г. Воронеж) в июле 2011 г. выполнены стендовые испытания двигателей КамАЗ-740 и ЗМЗ-406. Они показали уменьшение расхода дизельного топлива с разными активаторами на 26,5 и на 28,6 %, а бензина на 21,3, 27,7 и 31,9 % с заметным снижением в отработавших газах содержания углеводородов.

В ГНУ ВНИИТиН Россельхозакадемии в 2013 г. проведены двухмесячные испытания активированных автомобильных бензинов "Нормаль-80", "Регуляр-92", "Премиум-95", "Супер-98" по ГОСТ Р 51106—97, бензинов АИ-92 по ТУ 38.001165—97, АИ-98 по ТУ 38.401-58-127—95, бензинов "Суперлюкс" и "Премиум" Британской компании "Бейонд петролеум" (ранее — "Бритиш петролеум") по комплексу методик ускоренных испытаний нефтепродуктов на натурных агрегатах, модельных одноцилиндровых установках, а также в ДВС, в сочетании с испытаниями по методикам контроля, указанным в НТД на каждый нефтепродукт. Аналогично испытаны и дизельные топлива сортов В и С, вид II, а также топливо класса 1, вид I по ГОСТ Р 52368—2005 (ЕН 590:2009) Топливо дизельное Евро. Исследования активированных топлив показали: активатор эффективно повышает эксплуатационные и экологические свойства топлив, изменяя качественный, количественный состав и структуру углеводородов; уменьшается содержание углеводородов с числом атомов углерода более 10 (особенно высококипящих фракций) с синтезом лёгких углеводородов (гексан, гептан, 3 н-пентан), концентрация образующих активатором лёгких углеводородов превышает 20 %, содержания серы в топливах уменьшается в 1,5—2 раза, а фактических смол — до 9 раз, содержание в ОГ ДВС токсичных газов уменьшается по CO на 79 %, по NO и NO_2 до 14 %.

В июле 2014 г. усовершенствованный активатор испытан в ВУНЦ Военно-воздушной академии имени Н.Е. Жуковского и Ю.А. Гагарина на дизеле ЯМЗ-236 с тремя разными топливами при установках активатора в магистрали подачи топлива в ТНВД и в магистрали слива из него [11]. На холостом ходу дизеля при частоте вращения коленчатого вала 900—1300 мин$^{-1}$ в одиннадцати испытаниях выявлено уменьшение расхода топлива в среднем на 26,3 %.

Активатор испытан и в американском Рочестерском технологическом институте [10], где показано уменьшение в моторных топливах содержания серы до 50 %, смол в 7—9 раз, выбросов в отработавших газах: NO — до 17 %, NO_2 — до 14 %, а CO — до 49 %. Непонятным здесь явилось увеличение активацией массы дизельного топлива на 2,49 %.

В 2009—2016 гг. в аккредитованной лаборатории ООО "Тамбов-Терминал" проведены эксплуатационные испытания десятка активаторов на отечественных и импортных автомобилях с бензиновыми и дизельными двигателями с особенно заметным сокращением расхода бензина. Десятками хроматограмм показано, что активатор заметно изменяет фракционный состав бензинов, дизельных топлив, авиакеросина, биотоплива. Так, в дизельном топливе может образоваться подавляющее (до 30 %) содержание октана, отсутствующего в исходном топливе. Соответствующие изменения химмотологических показателей дизельного топлива показаны в табл. 1 (топливо Л-0,05-62 ГОСТ 305—82; протокол испытаний № 944 от 29.03.2010 г.), а бензина — в таблице 2 (фракционная разгонка активированного автомобильного бензина, протокол испытаний № 3665 от 24.11.2005 г.). По многим хроматограммам, как и по данным табл. 2, выявлено, что активация бензина уменьшает содержание тяжёлых фракций и увеличивает содержание лёгких. Однако октановое число активированного бензина подлежит моторному контролю.

Заметим, что ранее в кавитации и гомогенизации ставили цель лишь разрушения кластеров топлив. Не было достоверных представлений о ходе модификации топлив, счита-

Таблица 1

№ в табл. ГОСТ 305	Показатели	Норма по ГОСТ 305	НТД на метод контроля	Результаты испытаний топлива	
				исходн.	активир.
2	Фракционный состав топлива Л-0,05-62:				
	50 % перегоняется при температуре, °С, не выше	280	ГОСТ ISO 3405, ГОСТ 2177 (метод А)	264	263
	95 % перегоняется при температуре, °С, не выше	360		341	351
4	Температура вспышки, определяемая в закрытом тигле, °С, не ниже	40	ГОСТ ISO 2719, ГОСТ 6356	64	78,5
5	Массовая доля серы, %, не более	0,2	ГОСТ 19121	0,032	0,015
		0,05	ГОСТ ISO 20846, ГОСТ 51947		
12	Концентрация фактических смол, мг/100 см^3	40	ГОСТ 5759	7,4	0,8
16	Плотность при 20 °С, кг/м^3	863,4	ГОСТ 3900	830,7	828,6

Таблица 2

Показатели	Норма по НД	НД на метод	Результаты испытаний
Фракционный состав:		ГОСТ 21779—99	
температура начала перегонки, °С, не ниже	35		47
10 % бензина перегоняется при температуре, °С, не выше	70		59
50 % бензина перегоняется при температуре, °С, не выше	115		90
90 % бензина перегоняется при температуре, °С, не выше	180		150
Конец кипения бензина, °С, не выше	195		193
Остаток в колбе, %, не более	1,5		1,5
Остаток и потери, %, не более	4,0		1,5

Таблица 3

Исходная фракция, теплота сгорания Q, кДж/моль	Состав фракций		Конечные фракции	Суммарная теплота сгорания преобразованного топлива Q, кДж/моль	Положительный эффект, %
	1-я фаза	2-я фаза			
C_8H_{18} Q = 5470 кДж/моль	C_4H_8	$2C_2H_4$	$2C_2H_4$	Q = 5607 кДж/моль	2,5
	C_4H_{10}	→	C4H10		
C_8H_{18} Q = 5470 кДж/моль	C_2H_2	→	C_2H_2	Q = 5900 кДж/моль	7,86
	$2C_2H_4$	→	$2C_2H_4$		
	$2CH_4$	→	$2CH_4$		
C_8H_{18} Q = 5470 кДж/моль	C_5H_6	0,5 C_2H_4	$0,5C_2H_4$	Q = 5975 кДж/моль	9,23
		$2C_2H_4$	$2C_2H_4$		
	$3CH_4$	→	$3CH_4$		
C_8H_{18} Q = 5470 кДж/моль	$2C_2H_2$	$2C_2H_2$	$2C_2H_2$	Q = 7001 кДж/моль	28
	$0,5C_2H_4$	$0,5C_2H_3$	$0,5C_2H_3$		
		0,5H	0,5H		
	$3CH_4$	$3CH_3$	$3CH_3$		

лось причиной уменьшения их расхода в ДВС — только облегчение фракционного состава (табл. 3). Теперь же всё несколько сложнее. Каковы же физические причины существенного повышения активатором по патенту РФ № 2411074 теплоты сгорания углеводородных моторных топлив?

Примем во внимание, что для сжигания топливо должно быть подогрето, избавлено от негорючих примесей и диспергировано (испарено) до молекул. Эти процессы, по-видимому, значительно облегчены в активаторе.

Далее, при прогреве должно пройти дробление углеродной цепи молекул, отделение атомов водорода, полное разделение между атомами углерода. Параллельно должна идти диссоциация молекул кислорода. Лишь после этого происходит соединение атомов топлива с атомами кислорода.

В итоге если диссоциацию молекул топлива и кислорода проводить заранее, то теплота горения не будет затрачиваться на подготовку топлива, и его теплотворная способность будет больше, чем определяемая в калориметрической бомбе. Это может быть одной из причин повышения активатором теплоты сгорания топлив, что частично подтверждается, например, повышенной, в сравнении с жидкими нефтепродуктами, теплотворностью нефтяных газов (как бы диспергированных углеводородов), где нет необходимости дробления кластеров.

Основанием к механическому разрушению углеводородов служит *механохимия*, выявленная ещё в 1887 г. Показано, что даже там, где связи требуют высоких затрат энергии, возможны разрывы молекулярных цепей магнитными полями и механическими напряжениями свыше предела прочности атомных связей [12]. По классическому механизму термического разложения углеводородов на начальных его стадиях рвутся связи с наименьшей энергией разрыва 295—431 кДж/моль, а прочные связи требуют до 502,4 кДж/моль. При этом на разложение углеводородов влияют катализаторы, например, медь, цинк.

Механохимия деструктирует как отдельные фракции нефти, так и

смеси с образованием низкомолекулярных гомологов, а также водорода и углерода с осаждением серы. Деструкция насыщенных углеводородов происходит через разрыв цепей, а непредельные разрушаются через образование насыщенных продуктов, возможно гидрирование их продуктами деструкции исходного вещества [12]. Следствием механохимии является радикализация моторных топлив, неясные продолжительные химические реакции, не текущие в обычных условиях, дробление тяжёлых компонентов, создание новых лёгких веществ, разрушение смол и сернистых соединений, что происходит с выделением тепла. Так, в гептане разрушение ковалентных связей в его цепях высвобождает около 419 кДж/моль [12].

Но проф. Ахматовым А.С. [12] показано, что при разрыве цепей углеводородов кроме свободных валентностей атомов углерода образуются и свободные радикалы, например, $R\text{-}CH_2^-$ (рис. 2) с высокой реакционной способностью.

Если механохимической обработке подвергают смеси, то могут возникать новые химические соединения, гетерогенные цепи, построенные из продуктов разрыва. Например [12], образующиеся на метиленовой группе свободные радикалы могут присоединять кислород (из жидкости) и создавать взрывные перекиси: $R\text{-}CH_2\text{-}O\text{-}O\text{-}$[12].

Короткоживущие (до 0,1 с) алкильные (CH_3^-) и арильные ($CH_3CH_2^-$) радикалы и пероксиды действуют на среду с высокими скоростями рекомбинаций, присоединения и диспропорционирования [12]. Но в механохимии углеводородов образуется и значительное количество долгоживущих (от нескольких минут до нескольких месяцев и даже лет) свободных радикалов. При механохимии топлив возможно образование в качестве би-радикалов молекул кислорода, которые всегда в малом количестве имеются в моторных топливах. Возможно образование и полирадикалов с двумя и более неспаренными электронами.

Особенности механохимии в активаторе подтверждены тем, что под влиянием долгоживущих радикалов модификация топлив продолжается

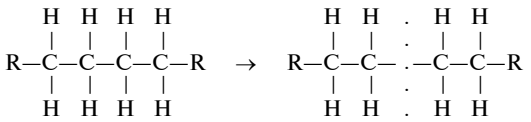

Рис. 2. Разрыв связей, образование ненасыщенных валентностей атомов углерода и свободных радикалов

и за активатором. И ввод небольшой доли топлива из активатора в неактивированное заметно повышает в смеси долю активированного: в товарное топливо вводили 20 % активированного с 23 % лёгких фракций (т.е. 4,6 %) и через 15 мин в смеси образовывалось 12 % лёгких фракций; аналогично после ввода 30 % активированного (т.е. 6,9 % лёгких фракций) через 15 мин в смеси создавалось 39 % лёгких фракций; после ввода 40 % активированного (т.е. 9,2 % лёгких фракций) через 15 мин выявлено лишь 27 % лёгких фракций; а после ввода 50 % активированного топлива через 15 мин в смеси выявлено лёгких фракций ещё меньше.

Таким образом, разрыв высокоэнергетических связей в молекулах углеводородов с образованием коротко- и долгоживущих радикалов уменьшает затраты тепла сгорания на расщепление молекул на атомы. И чем длиннее углеводородная цепь, тем ощутимее может быть диспергирование [12] с высвобождением энергии связей в цепях (табл. 4). А проф. Канаревым Ф.М. подчеркнуто [13], что чем больше актов воздействия механохимии на вещество, тем глубже его модификация. Поэтому разработан активатор с четырьмя камерами (патент РФ № 2550203). Как видно из таблицы, с удлинением цепи углеводородов на образование связей между атомами углерода затраты энергии растут значительно, а механохимией она может быть выделена.

Таблица 4

№	Вещество	Теплота сгорания		Энергия связи между атомами углерода, кДж/моль
		кДж/моль	кДж/г	
1	Графит	393,680	394,1	—
2	Водород	286,020	123,01	—
3	Метан	890,930	55,73	—
4	Этан	1560,88	51,92	220,98
5	Пропан	2220,30	50,37	441,96
6	Бутан	2880,26	49,61	662,94
7	Пентан	3511,50	48,73	883,72
8	Гексан	4165,82	48,40	1104,9
9	Гептан	4820,39	48,19	1325,88
10	Октан	5474,41	47,97	1546,86
11	Декан	6783,16	47,72	1988,82

Каковы же физические механизмы существенного повышения теплоты сгорания активированных топлив? Здесь можно опереться на современную, глубоко обоснованную физхимию проф. Канарева Ф.М. [13]. Им показано, что для разрушения связей между валентными электронами атомов в цепи достаточно затратить 2,56 eV механической энергии, а для термического разрыва энергии требуется в два раза больше — 5,13 eV, так как каждый обособившийся электрон для своей стабильности должен получить по тепловому фотону энергией 2,56 eV. Поэтому после механического разделения валентные электроны вместо тепловых поглощают по эфирному фотону из физического вакуума общей энергией в 5,13 eV. Поглотив по эфирному фотону, валентные электроны становятся полноценными, активными, могут восстановить свою разорванную связь и соединить части разорванных молекул. Но, соединяясь, электроны излучают поглощённые из эфира фотоны и энергонасыщают вещество той же энергией 5,13 eV.

Таким образом, затратив в механохимии 2,56 eV механической энергии, при восстановлении электронами их связи насыщают вещество энергией двух тепловых фотонов 5,13 eV или 248 кДж/моль. При разрыве же электронных связей между несколькими атомами углеводородной цепи дополнительной энергии в вещество может выделяться больше.

Для подтверждения наличия в эфире его частиц — носителей энергии Канаревым Ф.М. [13] определена его характеристика: эфир имеет линейную структуру, управ-

ляемой константой $k_0 = mr = 2{,}210254 \cdot 10^{42}$ кгм = const. Из изложенного, как представлено в [13], дробление механохимией углеводородов на обрывки молекул с обратимым действием валентных электронов может быть главной причиной повышения теплотворной способности (см. табл. 3) и уменьшения расхода топлива в ДВС.

Возможно, что описанные процессы могут происходить и при разрыве кластеров молекул, связей между атомами водорода и углерода. А если связи разрушать резонансным магнитодинамическим способом [13], то будет возможно углубить модификацию топлив, ещё более повысив их теплотворную способность. Подтверждением этому может служить достигнутый в водоэлектролитических ячейках проф. Канарева Ф.М. коэффициент теплоотдачи величиной 29 000 [13].

Можно также предположить, что повышение теплотворной способности топлив обусловлено и тем, что активные радикалы в топливе, находясь в возбужденном состоянии, также могут поглощать фотоны эфира и становиться более энергонасыщенными. Отсюда эффективность активатора может зависеть от материала корпуса активатора, который должен быть прозрачен инфракрасным фотонам, которые могут резонансно поглощаться компонентами углеводородов.

Стандартно теплоту сгорания определяют в калориметрической бомбе, где отсутствуют какие-либо воздействия на топливо, а активаторы обусловливают воздействие на топливо окружающей среды. Отсюда понятно, как механохимические процессы в воде, газах позволяют получать дополнительную энергию из окружающего пространства. Так, на основе трубки Ранке—Хильша только в РФ выпускается более 30 аппаратов водяного отопления, в которых тепловая энергия в 1,1...10 раз превышает энергию на привод водяного насоса этих отопителей.

Однако для сжигания топлив проф. Канарев Ф.М. высказывает другое: "Все эффекты, связанные с повышением давления сгорания топлив в закрытых полостях формируются не газами, а фотонами. А объёмы световых фотонов, излучаемых электронами в реакциях предварительно диссоциированных молекул, в 100 000 раз больше объёмов их источников — электронов, а попутно излучаемые невидимые инфракрасные фотоны в 10, 20...100 раз больше объёма световых фотонов" [13]. Отсюда предположим, что уменьшение расхода моторных топлив обусловлено как их преобразованиями в активаторе, так и процессами в камерах сгорания ДВС.

В целом активатор, осуществляя механохимическое воздействие на углеводороды топлив, уменьшает их расход в ДВС и, как показано испытаниями, — без уменьшения их эффективной мощности. Но стабильное и высокоэффективное такое воздействие впервые реализовано только в активаторе по патенту № 2411074.

Активированное дизельное топливо уменьшает и дымность дизелей. Так, на автобусе НефАЗ-5299-30-33 (гос. номер М584ТУ8, дизель КамАЗ-740.65-240) дымность отработавших газов в режиме свободного ускорения по прибору МЕТА-01 МП 0.1 в порядке, рекомендованном инструкцией по его применению на пункте технического осмотра (г. Тамбов, номер в реестре операторов техосмотра N 00255) составила 3,5 $м^{-1}$ (77,8 % по вспомогательной шкале), а с установленным активатором — 2,7 $м^{-1}$ (68,7 %).

Проверка низкотемпературных свойств активированных топлив проведена в ФБУ "Тамбовский ЦСМ" с дизельным топливом Л-0,05-62 ГОСТ 305—82 компании Роснефть в климатической камере КХТВ-0,08. Выявлено, что товарное неактивированное топливо при температуре минус 30 °С полностью потеряло текучесть, а активированное сохранило текучесть при минус 45 °С без признаков образования кластеров.

Активация топлив снижает температуру и период задержки воспламенения топлив, повышает полноту сгорания. Это подтверждается более мягкой работой ДВС, обеспечением их работы с увеличенным углом опережения зажигания/впрыска, так как новые компоненты топлива воспламеняются при меньшей температуре и рассредоточенны во времени.

Созданный активатор с необратимостью активации позволяет существенно уменьшить расход топлив автотракторных, транспортных, авиационных и жидкостно-реактивных двигателей, может найти применение в производстве моторных топлив по нормам "Евро-3" и "Евро-4" малозатратными приёмами механохимии. Причём разные по качеству исходные нефтепродукты доводятся до близких физико-химических показателей с выделением из дизельного топлива и осаждением в активаторе серы, а также с разрушением смолистых соединений.

Литература

1. Разработка научных основ технологии получения альтернативных видов топлив для технических средств железнодорожного транспорта: отчет РФФИ 12-08-13106-офи_м_РЖД рег. № 01201276764. М.: НЦ НВМТ РАН. — 2012—2013 г.
2. Голиков Ю.И. История одного изобретения. — ТехноМИР. — 2001.— № 2 (8). — С. 38—39.
3. Пат. 25228 (UA). "Магнитный активатор".
4. Кормилицын В.И., Фомин В.Н., Малюкова Е.Б., Бобылев А.П., Шаталова Т.Б., Аверьянов А.П., Юшков Н.Б. Подготовка к сжиганию и сжигание местного сырья (сырой нефти) в паровом котле ДКВР-10/12. — Химическая технология. — НиТ. — 2013. — Т. 4. — № 11. — С. 679—681.
5. Пат. 2435649 (РФ). Топливный Кавитатор" (сайт http//cavitron.ru).
6. Пат. 34142 (UA). "Способ приготовления углеводородного топлива и устройство для его осуществления".
7. Грумондз В.Т. Нанотехнологии обработки углеводородных жидкостей, основанные на использовании физико-химических явлений, происходящих на границах фаз и при фазовых переходах в условиях пузырьковой кавитации. Нижний Новгород, Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. — 2011. — № 4 (5). — С. 2120—2122.
8. Микипорис Ю.А. Улучшение экологических показателей автомобильных двигателей электромагнитной обработкой топлива. Учебное пособие. — Ковров, КГТА, 2008. — 168 с.
9. Воробьёв Ю.В. Основы теории механоактивации жидких сред. Вестник Тамбовского государственного технического университета. — Тамбов. — Изд-во Тамбовского государственного технического университета. — 2013. — Т. 19. — № 3. — С. 608—613.
10. Воробьёв Ю.В., Килимник А.Б., Дунаев А.В. Снижение расхода топлива автотракторными ДВС приёмами механохимии. — Автомобильная промышленность. — 2015. — № 10. — С. 21—22.
11. Днепровский К.С. Механохимические превращения углеводородов нефти: Автореферат дис. ... канд. хим. наук: 02.00.13. Томск: ИХН СО РАН, 2003. — 24 с.
12. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения. — М.: Физматгиз, 1963. — 472 с.
13. Канарев Ф.М. Начала физхимии микромира. Восьмое издание. — Краснодар, КубГАУ, 2007. — 753 с. (www.microworld.su/index.php/2012-03).

УДК 629.113-233.2-55

РЕГУЛИРОВКА ПРЕДНАТЯГА РОЛИКОПОДШИПНИКОВ ПРИ ИХ ДУПЛЕКСАЦИИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ДЕФОРМИРУЕМЫХ РАСПОРНЫХ ВТУЛОК

Кандидаты техн. наук **ШАНДРОВ Б.В., БУЛАВИН И.А.; САМОЙЛОВА А.С.**
Московский политехнический университет (МАМИ)
(bulavin-mami@yandex.ru)

Приведены результаты исследования взаимосвязи параметров деформируемой втулки и параметров компенсации. Полученные эмпирические зависимости толщины, длины деформируемой части и твёрдости для расчёта координат точки перегиба на упругопластические характеристики деформируемой втулки. Для деформируемой втулки взаимосвязь "поля компенсации" и "критической силы" определена в зависимости от физико-механических свойств и геометрических параметров деформированного участка.

Ключевые слова: *регулировка преднатяга, подшипники, дуплексация подшипников, распорные элементы, втулки, эмпирические зависимости, деформация, толщина и длина деформированного участка, твёрдость.*

Shandrov B.V., Bulavin I.A., Samoylova A.S.

ADJUSTMENT OF PRECISION OF BEARINGS AT THEIR DUPLEXATION USING DEFORMABLE SPRINGS

The paper presents the results of an investigation of the relationship between the parameters of a deformable bushing and compensation parameters. The obtained empirical dependencies of thickness, length of the deformed part and hardness for calculating the coordinates of the inflection point on the elastoplastic characteristics of the deformable sleeve. For a deformable bushing, the relationship of "compensation field" and "critical force" is determined depending on the physico-mechanical properties and geometric parameters of the deformed section.

Keywords: *preload adjustment, bearings, bearing duplexing, spacers, bushings, empirical dependencies, deformation, thickness and length of the deformed section, hardness.*

Преднатяг, т.е. осевое сжатие подшипников в процессе сборки редукторов, предназначен для повышения осевой радиальной роликоподшипниковой жёсткости и стабильности, обеспечивающих необходимые параметры зубчатых передач (пятно контакта, боковой зазор) в процессе эксплуатации. Предварительное осевое сжатие подшипников при сборке редуктора регламентируется моментом трения дуплекса подшипников. Однако в процессе сборки редуктора сжатия осевая сила сжатия подшипников и деформация распорного элемента подбором элемента регулируется затяжкой резьбового соединения с определённым моментом. В результате сжатия происходит силовое замыкание подшипников, втулки и корпуса, выполняющее функцию силового замыкания.

Вообще, подшипники качения в различных агрегатах устанавливаются либо с зазором, либо без зазора, либо с предварительным натягом, в зависимости от конструктивных особенностей, условий эксплуатации и требований монтажа данного типа подшипников. Величина необходимого зазора зависит от типа и размера подшипника, режима работы узла, пределов колебаний рабочей температуры узла, степени точности обработки сопрягаемых с подшипником деталей и точности изготовления самих подшипников. В ряде случаев, особенно в станкостроении, необходимы весьма незначительные зазоры или даже натяги, в то время как в узлах, работающих с большими колебаниями рабочей температуры, зазоры должны быть обеспечены значительные во избежание перегрузки тел качения и колец подшипника вследствие температурных воздействий.

Регулирование преднатяга подшипников в технических условиях — по моменту трения в пределах 0,08...0,16 кгм. Этим пределам соответствует сила осевого сжатия в пределах 80...160 кг, что явно недостаточно для обеспечения осевой жёсткости подшипникового узла ведущей шестерни. Кроме того, в результате приработки в первоначальный период эксплуатации произойдёт быстрая потеря этого преднатяга с образованием осевого люфта (зазора) и потеря работоспособности редуктора в целом. Регулировка преднатяга с помощью жёсткого распорного кольца-компенсатора в подшипниках с большими углами конуса (28...30°) технологически затруднена вследствие малой величины осевой деформации подшипников при создании преднатяга.

Более приемлемый вариант — применение деформируемой втулки-компенсатора с динамико-силовым замыканием подшипникового узла от резьбового механизма. Такие деформируемые втулки, используемые в качестве распорно-компенсаторного элемента в редукторах грузовых и легковых автомобилей, показаны на рис. 1. Аналогичная деформируемая распорная втулка устанавливается в редукторах задних мостов автомобилей ГАЗ семейств "Волга", "Соболь" и "Валдай", а также "Лада 4×4", УАЗ "Патриот", "Мерседес Спринтер", "Тойота", "Форд". (Схема редуктора легкового автомобиля с деформируемой распорной втулкой между подшипниками ведущей шестерни приведена на рис. 2.)

Конструктивно подшипниковые узлы с предварительным натягом подшипников можно разделить на четыре типа, с принципиально отличающимися схемами регулировки преднатяга (рис. 3). Это свободная регулировка с помощью резьбового соединения, смещением одного из колец подшипника; регулировка преднатяга с помощью деформируемых распорных элементов, устанавливаемых между внутренними кольцами подшипников; создание преднатяга пружинами,

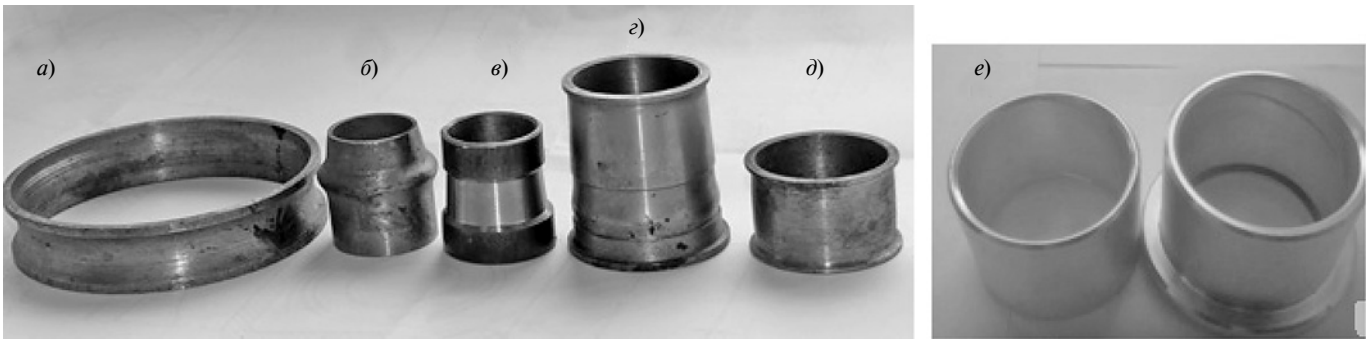

Рис. 1. Деформируемые распорные втулки в редукторах автомобилей КамАЗ (а), "Газель" (б), ВАЗ (в), ЗИЛ-117 (г), мини-трактора Т-20 (д), "Пежо" (е)

постоянно действующими на одно из колец подшипника; регулировка с помощью неподвижного компенсатора в виде прокладок или регулировочных колец, устанавливаемых вместе с жёстким распорным элементом или без него между внутренними или наружными кольцами подшипников. Общим в обеспечении преднатяга в этих схемах является создание осевого сжатия колец подшипников за счёт упругой деформации тел и дорожек качения.

Размерный анализ (расчёт сборочной размерной цепи) подшипникового узла с деформируемой втулкой с учётом динамико-силовых и деформационных факторов по методу "мах"—"мин" показан на рис. 4. Здесь размерная цепь до силового замыкания имеет вид: Б1 + Б2 + Б3 + $S_{ТЕХ}$ = Б4 + Б5 + Б6.

В размерной цепи после силового замыкания с преднатягом в подшипниках зазор $S_{ТЕХ} = 0$, а в подшипниках возникает деформация (преднатяг) — δ_0^{Σ}. То есть цепь приобретает вид: (Б1 + Б2 + Б3) − δ_0^{Σ} = = Б4 + Б5 + Б6*, где Б6* — размер втулки после деформации.

Если из первого уравнения вычесть второе, то получим величину деформации втулки Б6 − Б6* = = $S_{ТЕХ} + \delta_0^{\Sigma}$.

Таким образом, величина действительной деформации втулки зависит от соотношения всех размеров в размерной цепи и величины преднатяга. А как показали исследования деформационных характеристик, осевая сила и осевая деформация зависят от параметров самой втулки: осевая сила резко возрастает с увеличением твёрдости втулки и толщины деформируемого участка.

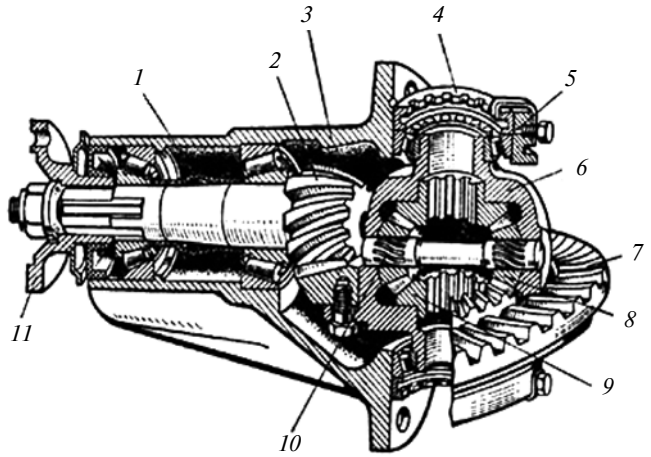

Рис. 2. Редуктор ведущего моста легкового автомобиля с деформируемой распорной втулкой:

1 — деформируемая распорная втулка; *2* — ведущая шестерня; *3* — корпус; *4* — резьбовое кольцо; *5* — подшипники дифференциала; *6* — чашка дифференциала; *7* — ведомая шестерня; *8* — сателлит; *9* — шестерня полуоси; *10* — палец сателлитов; *11* — карданный фланец

В данной работе представлены результаты экспериментальных исследований, направленных на определение взаимосвязи силы и деформации в деформируемых распорных втулках в зависимости от параметров деформируемого участка, монтажной высоты и их твёрдости. Для эксперимента были выбраны распорные втулки легкового автомобиля (рис. 5). Проведена их аттестация по указанным параметрам: a — толщина деформируемой части, b — длина деформируемой части, l — монтажная высота втулки, HRA — твёрдость по Роквеллу.

Указанные параметры дистанционных деформируемых втулок при сжатии влияют на характеристику "сила—деформация", которая показана на рис. 6 [1, 2]. Степень влияния параметров втулки на величину поля компенсации V_k предлагается представить в виде следующей эмпирической зависимости: $V_k = C_1 a^{x1} b^{y1} (HRA)^{z1}$. Здесь C_1 — постоянный эмпирический коэффициент, $x1$ — показатель степени, определяющий влияние толщины деформируемой части, $y1$ — показатель степени, определяющий влияние длины деформируемой части, $z1$ — показатель степени, определяющий влияние твёрдости деформированной втулки, V_k — поле компенсации деформированной дистанционной распорной втулки.

Степень влияния параметров втулки на величину критической силы при деформации втулки предлагается представить в виде следующей эмпирической зависимости: $P_k = C_2 a^{x2} b^{y2} (HRA)^{z2}$. В ней C_2 — постоянный эмпирический коэффициент, $x2$ — показатель степени, определяющий влияние толщины деформируемой части, $y2$ — показатель степени, определяющий влияние длины деформируемой части, $z2$ — показатель степени, определяющий влияние твёрдости деформированной втулки, P_k — критическая сила при деформации дистанционной распорной втулки.

В результате исследования характеристики "сила—деформация" для партии втулок в количестве 100 шт. с предварительной их аттестацией по указанным параметрам с использованием математического аппарата из раздела "Матрицы и определители" и логарифми-

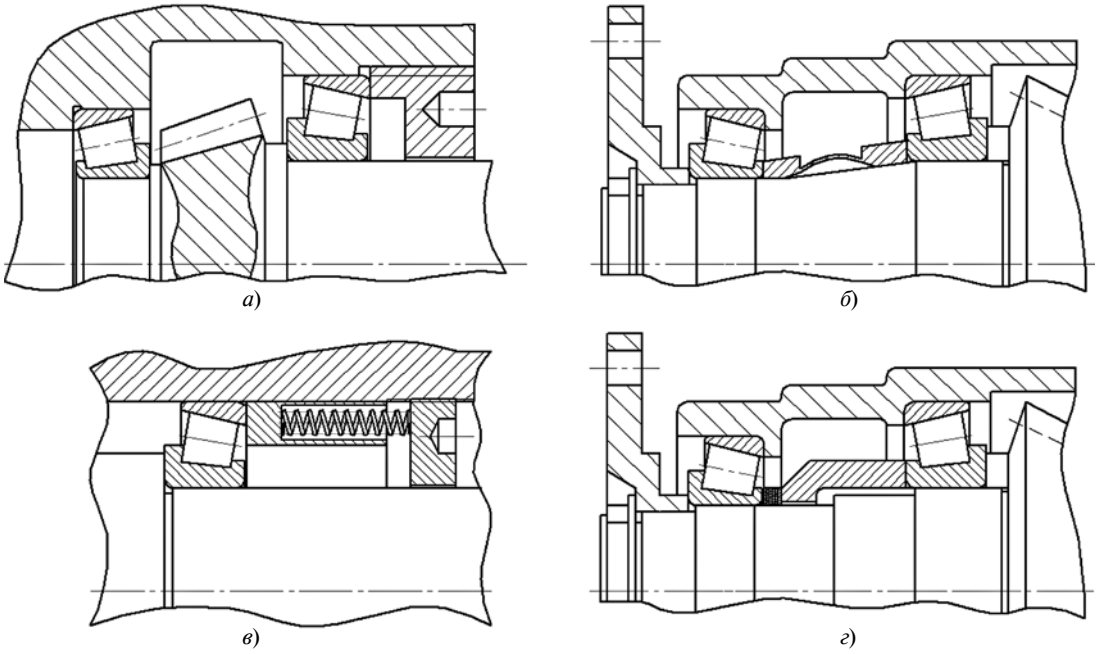

Рис. 3. Конструктивные схемы создания преднатяга в подшипниковых узлах: с помощью резьбового кольца (а), с помощью деформированной втулки (б), с помощью упругого элемента (в), с помощью жёсткой распорной втулки (г)

руя полученные полиномы, были определены эмпирические зависимости. Исследования проводились на специальном гидравлическом прессе (рис. 7). Деформацию измеряли с помощью индуктивной электронно-измерительной системы. Силу контролировали с помощью специального динамометрического устройства с индуктивным датчиком. Тарировка датчика силы осуществлялась на гидравлическом прессе с использованием механического динамометра сжатия ДОСМ-10ТМ и на основе полученных данных была

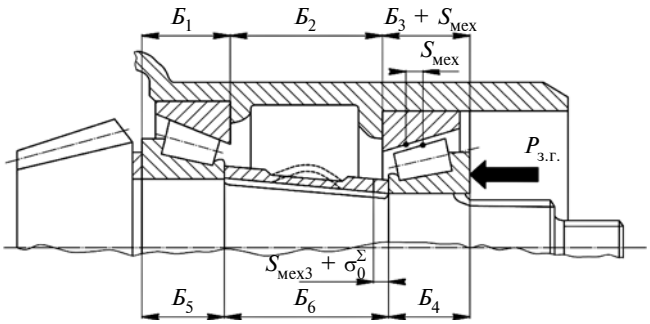

Рис. 4. Размерный анализ подшипникового узла с деформируемой распорной втулкой:

$Б_1$, $Б_3$ — монтажная высота подшипников; $Б_2$ — размер в картере; $Б_4$, $Б_5$ — высота внутренних колец подшипников; $Б_6$ — размер между внутренними кольцами дуплексов подшипников (размер втулки до деформации); $S_{ТЕХ}$ — технологический зазор до деформации; δ_0^{Σ} — линейная величина преднатяга подшипников; $P_{ЗГ}$ — сила осевого сжатия, создаваемая гайкой

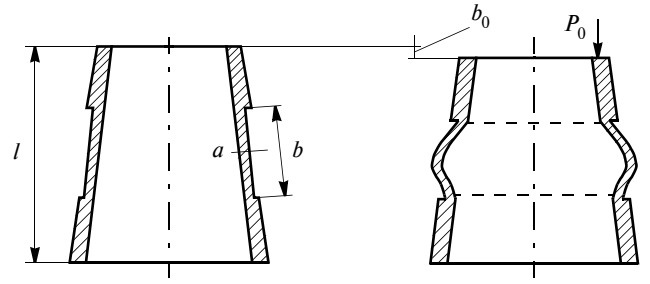

Рис. 5. Распорная втулка легкового автомобиля до и после нагружения

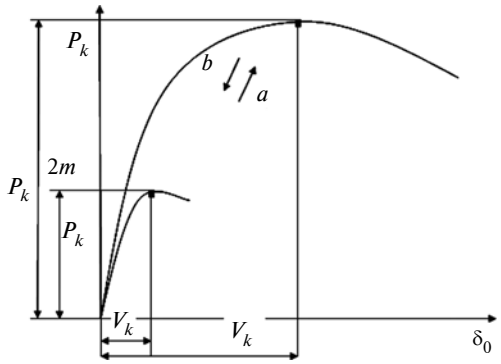

Рис. 6. Кривая "сила—деформация" для распорной втулки при сжатии

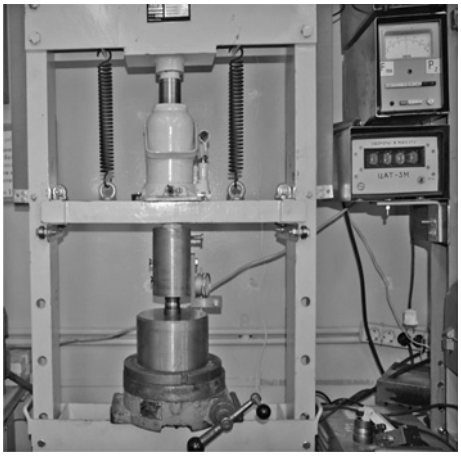

Рис. 7. Исследование деформации втулки на гидравлическом прессе

Рис. 8. Тарировка датчика силы на гидравлическом прессе

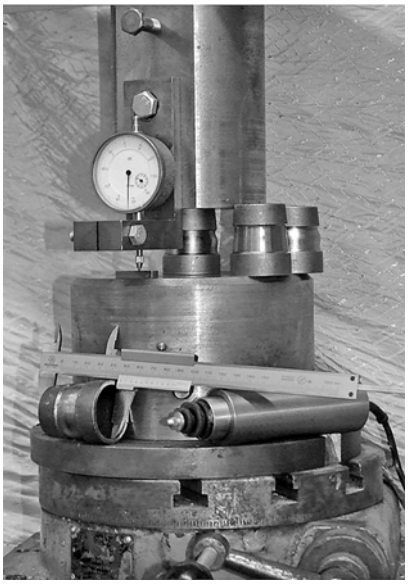

Рис. 9. Измерительная часть стенда для исследования взаимосвязи силы и деформации

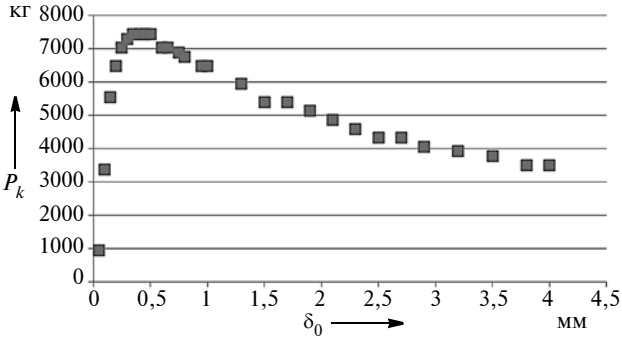

Рис. 10. График деформации втулки с максимальными параметрами

скорректирована шкала измерительного прибора с индуктивным датчиком (рис. 8). Измерительная часть стенда (рис. 9) для исследования взаимосвязи силы и деформации включала два измерительных элемента: индикатор часового типа с ценой деления 0,01 мм и пределом измерения 10 мм и индуктивный датчик в сочетании с электронно-измерительной системой с ценой деления 0,01 мм и пределом измерения 6 мм. Деформируемая втулка располагалась на специальном ложементе с центрирующим пальцем, который позволял совмещать ось втулки и ось пиноли гидравлического пресса. Индикатор и датчик настраивались на 0 при выборе всех зазоров по вертикальной оси.

После тарировки проводили пробные исследования зависимости силы и деформации и на основе полученных данных был построен график деформации втулки с максимальными параметрами (рис. 10). Данный график показал, что созданная экспериментальная установка позволяет успешно проводить исследования в диапазоне линейных деформаций до 5 мм и осевой силы нагружения в диапазоне до 10 тс (100 Кн).

При выполнении данной работы первоначально проводилась метрологическая экспертиза по параметрам в партии втулок (толщина деформируемой части — a; длина деформируемой части — b; твёрдость деформируемой втулки по шкале HRA и монтажная высота — h). После аттестации по таким параметрам втулки подвергались нагружению, и было получено семейство кривых, который показаны на рис. 11. Анализ графиков показывает, что как диапазон деформации, так и диапазон сил, при которых начинается разрушение втулки, находятся в довольно широких пределах. Из графиков видно, что предельная сила может быть от 4,5 тонн (45Кн) до 9, 2 тонн (92 Кн), а диапазон деформаций, при которых начинается разрушение втулки и она не выполняет свою распорную функцию, — находится в пределах от 0,3 до 1,5 мм.

Математический аппарат, который использовался для получения эмпирической зависимости (определители 3-го и 4-го порядка и логорифмирование):

$$a_{1x} + b_{1y} + c_{1z} = h_1,$$

$$a_{2x} + b_{2y} + c_{2z} = h_2,$$

$$a_{3x} + b_{3y} + c_{3z} = h_3;$$

$$\log 0{,}25 = x\log a + y\log b + z\log HRA,$$

$$\log 0{,}5 = x\log a + y\log b + z\log HRA,$$

$$\log 0{,}75 = x\log a + y\log b + z\log HRA.$$

Результаты экспериментальных исследований позволили получить эмпирические зависимости для расчёта линейной деформации до точки перегиба и расчёта критической силы, при которой втулка теряет устойчивость (см. таблицу). Анализ полученных эмпирических зависимостей показывает, что влияние толщины деформируемой части с показателем степени 0,4 и 0,43 и твёрдости HRA с показателями степени 0,6 и 0,62 прямо пропорционально, а влияние длины деформируемой части с показателями −0,3 и −0,33 обратно пропорционально.

На заключительном этапе данных исследований была проведена проверка полученных эмпирических

Исходная математическая модель	Полученная эмпирическая зависимость
$V_k = C_1 a^{x1} b^{y1} (HRA)^{z1}$	$V_k = 0{,}23 a^{0,4} b^{-0,3} (HRA)^{0,6}$
$P_k = C_2 a^{x2} b^{y2} (HRA)^{z2}$	$P_k = 1523{,}73 a^{0,43} b^{-0,33} (HRA)^{0,62}$

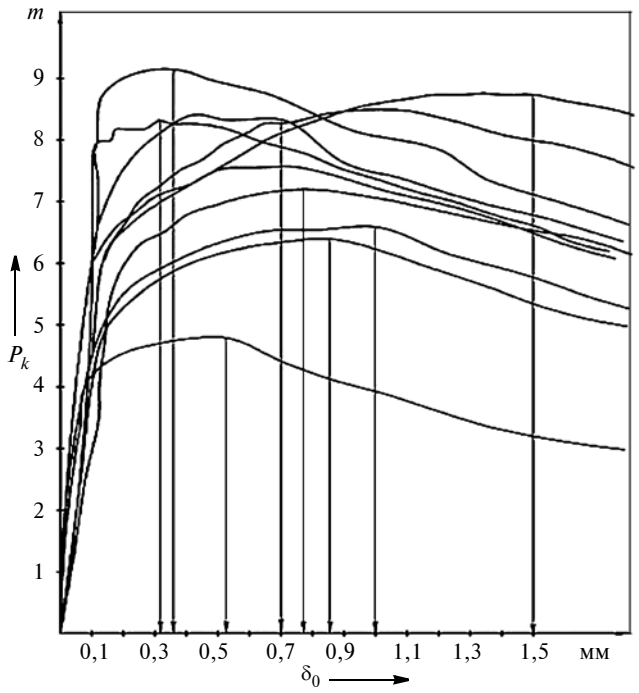

Рис. 11. Результаты исследования партии деформируемых втулок по выше указанной методике с использованием описанного оборудования

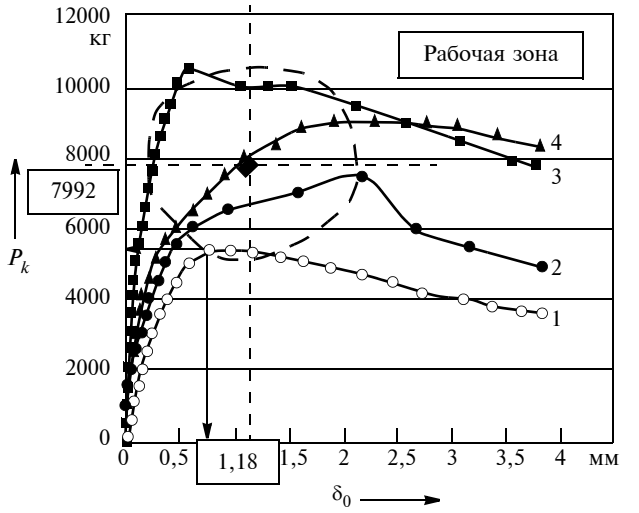

Рис. 12. Результаты проверки и сравнения эмпирических и экспериментальных зависимостей силы и деформации отобранных характеристик из всего семейства кривых

зависимостей. Была выбрана втулка со следующими параметрами: толщина деформируемой части a = 1,5 мм, длина деформируемой части b = 17 мм и твёрдость втулки, измеренная на механическом твердомере по шкале HRA = 48 единиц.

Расчёт деформации (мм):

$$V_k = C_1 a^{x1} b^{y1} (HRA)^{z1} =$$
$$= 0{,}23 \cdot 1{,}5^{0{,}4} \cdot 17^{-0{,}3} \cdot 48^{0{,}6} = 1{,}18 \text{ мм.}$$

Расчёт осевой силы (кг):

$$P_k = C_2 a^{x2} b^{y2} (HRA)^{z2} =$$
$$= 1523{,}73 \cdot 1{,}5^{0{,}43} \cdot 17^{-0{,}33} \cdot 48^{0{,}62} = 7992 \text{ кг.}$$

Проверка эмпирических зависимостей для втулки с аттестованными параметрами. После расчёта предельная критическая сила, после которой деформируемая втулка теряет свою работоспособность, составила P_k = 7992 кг (79,92 кН), а предельная деформация, соответствующая этой силе, получилась V_k = 1,18 мм. Полученные данные были совмещены с графиком, показанным на рис. 12, где выделена некоторая рабочая зона, в которой деформируемые втулки будут годны для выполнения своей функции — дистанционного компенсатора. Из графика следует, что выбранные характеристики с предельными значениями позволяют выделить некоторую рабочую зону, в которой находится точка с координатами 7992 и 1,18, рассчитанными по полученным эмпирическим зависимостям.

Выводы по проведённым исследованиям: полученные эмпирические зависимости впервые позволяют расчётным путём для частного конструктивного варианта деформируемой втулки определять взаимосвязь параметров деформированного участка и физико-механических свойств с выходными критериями — "поле компенсации" и "критическая сила".

Представленные эмпирические зависимости явились результатом многолетних работ по деформируемым втулкам. Впервые предпринята попытка создать расчётный механизм для оценки характеристики деформируемых втулок при их сжатии в процессе сборки. Полученные эмпирические зависимости на основе экспериментальных исследований позволяют определить координаты точки перегиба в системе "сила—деформация". Это позволяет оценивать втулки по параметрам деформируемого участка (длина и толщина деформируемой стенки) и твёрдости. Координаты точки перегиба важны для выбора резьбового соединения и оценки поля компенсации.

Литература

1. Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. Факторы, определяющие качество редукторов ведущих мостов транспортных средств. Научно-технический журнал "Автомобильная промышленность". Вып. № 7, 2017.
2. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние силовых и деформационных факторов при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулирования преднатяга подшипников. Машиностроитель. 2009. № 7.
3. Булавин И.А., Груздев А.Ю., Будыкин А.В. Влияние сил и деформаций звеньев при сборке подшипниковых узлов редукторов автомобилей на точность регулировки преднатяга подшипников. Научно-технический журнал "Техника машиностроения". № 2, 2009. С. 32—36.
4. Булавин И.А., Будыкин А.В. Повышение точности сборки подшипниковых узлов с преднатягом в редукторах ведущих мостов автомобилей. Международный симпозиум "Автотракторостроение 2009" 65-я Международная научно-техническая конференция ААИ "Приоритеты развития отечественного автотракторостроения и подготовки инженерных и научных кадров". Электронная публикация.
5. Авторское свидетельство СССР на изобретение № 1733944, автор Булавин И.А.: "Способ создания осевого предварительного натяга в подшипниковом узле". Зарегистрировано в Государственном реестре изобретений СССР 15.01.1992 г.
6. Авторское свидетельство СССР № 1250891 "Способ определения длины компенсаторной втулки при сборке партии редукторов". Авторы Булавин И.А. и др. Выдано 15.04.1986 г.
7. Авторское свидетельство СССР № 1157286 "Способ монтажа подшипника качения в корпус". Авторы Булавин И.А., Воронин А.В. и др. Выдано 22.01.1985 г.

ИНФОРМАЦИЯ

БИБЕНДУМ БУДЕТ ГОРДИТЬСЯ

По просьбе редакции журнала на ряд актуальных вопросов д-ра техн. наук И.В. Балабина[1] ответил Директор по научно-техническим связям компании "Мишлен" **Сирилл Роджит**

Г-н Роджит, деятельность компании "Мишлен", которая начиная от создания первых образцов автомобильных шин и до настоящего времени удерживает лидерство в мировой шинной отрасли, внушает глубокое уважение. Фирма систематически радует всё автомобильное, да и не только автомобильное сообщество новыми замечательными разработками, утверждая своей высочайшей пробы бренд и оптимизм своего символического пневматического человечка. Тем выше интерес к этой деятельности не потребителей, но специалистов российского автомобилестроения, читающих наш журнал.

— Мой первый вопрос традиционно касается исторического пути, пройденного фирмой "Мишлен", у истоков которой стояли известные гениальные, одержимые страстью и нечеловеческой волей при движении к поставленной цели братья. Расскажите, как это было, откуда они черпали силы для преодоления невероятных трудностей, кто был с ними рядом и что в конечном виде обеспечило успех?

— Семье Мишлен принадлежала маленькая резиновая фабрика в Клермон-Ферране. Придать ей новый импульс взялись совместно два брата — Андре (1853—1931), инженер, выпускник Центральной школы, и Эдуард (1859—1940), который учился в Школе изобразительных искусств и собирался стать живописцем. Когда 28 мая 1889 года Эдуард Мишлен взял на себя руководство предприятием, ему было всего 30 лет. Эдуард отправил клиентам компании письмо и заверил их, что "все его усилия будут направлены на производство каучуков отличного качества". Ремеслу руководителя он учится прямо на предприятии, в контакте с рабочими, и это то, что лежит в основе культуры "уважения к делу".

Братья видели свое будущее в том, чтобы сосредоточиться на принципиально новом продукте — пневматической шине, которая обеспечивала комфортабельную езду на велосипедах, но в тот момент имела ряд недостатков. В частности, шины тогда к ободу приклеивали, что делало ремонт колеса длительным и сложным. Эдуард Мишлен решил эту проблему: изобрёл шину, у которой покрышка привинчивается к ободу винтами, пропущенными сквозь стальные кольца. Патент на эту "разборную шину" был получен в 1891 году, а коммерческий успех был обеспечен после победы в знаменитой велогонке Париж — Брест — Париж в том же году.

Воодушевлённые успехом своей велосипедной шины, братья Мишлен в 1895 году разработали первую автомобильную шину, затем, в 1899 году, скоростную шину *"Jamais content"* — для первого автомобиля, преодолевшего символический порог — 100 км/ч. Участие во многих международных соревнованиях позволило им досконально изучить особенности своей продукции и понять возможности её развития. Братья решили строить свою стратегию роста на инновациях.

В 1905 г. появилась шина *"Semelle"* (подошва) с металлическими заклёпками в роли протектора, в 1919-м — шины из материала, включавшего технический углерод (сажу), в 1923 г. — первая шина низкого давления *"Confort"* (комфорт), в 1934 г. — первая шипованная шина, в 1938 г. низкопрофильная шина *"Pilote"*... Эдуард Мишлен стоит также у истоков первого в мире трека с твёрдым покрытием.

Братья Мишлен являются также пионерами и в разработке шин для авиации: с 1908 г. ими стимулируя развитие этой новой отрасли промышленности; активно участвует фирма в создании авиационной техники в период Первой мировой войны.

Собственно, в сфере интересов фирмы "Мишлен" оказываются все средства передвижения велосипеды, мотоциклы, легковые и грузовые автомобили и даже подвижный состав железной дороги: в 1930-х годах построен первый вагон на пневматических шинах "Мишлен".

Братья привили своим командам и их преемникам вкус к инновациям и уверенность в будущем. Направления исследований постоянно развиваются: химическая лаборатория, физическая лаборатория, испытательные машины... "Мишлен" старается как можно лучше изучить материалы, применяемые для шин.

Решающим шагом вперед стала шина *"Metalic"* (1937 г.) с каркасом из стальной проволоки. "Мишлен" первой разработала и довела такую конструкцию, открыв этим совершенно новые перспективы развития шинной отрасли. А в 1946 г. её усилия были вознаграждены созданием радиальной шины — технологической революцией, которая дала "Мишлен" решающее преимущество над конкурентами. В 1965 г. недалеко от Клермон-Феррана был открыт новый институт, полностью ориентированный на исследования в области шин. 1970-е и 1980-е годы прошли под знаком постепенной "радиализации" всех рынков, а технология, разработанная "Мишлен", становится нормой для большинства изготовителей шин.

В 1992 году "Мишлен" запустила "Зелёную шину" (*"pneu Vert"*), которая открывает целое семейство *"Energy"*. Представил эту более экономичную и, следовательно, более экологичную шину, созданную после десяти лет исследований и ценой крупных промышленных инвестиций, Франсуа Мишлен. Он дальновиден и убеждён, что экология — это глобальная проблема будущего и что ответственность "Мишлен" заключается в инновациях именно в этом направлении. В рамках этой стратегии в 2015 г. появилась шина *"Crossclimate"* — первая летняя шина, которая также была допущена для работы в зимних условиях. Длинный список инноваций позволяет "Мишлен" быть лидером уже более 125 лет.

Братья Мишлен хорошо представляли, что перед ними открывался огромный рынок шин, выходящий далеко за пределы Франции. Они организовали сеть диллеров, которые являются также пунктами технической помощи на дорогах, обозначенными знаками и стандартизованными указателями. Эта сеть растёт очень быстро: с 77 пунктов во Франции и 8 пунктов в остальной Европе в 1901 г. их число увеличилось к 1907 г. до 381 пунктов во Франции и 579 пунктов за рубежом, причём уже не только в Европе, а и в Аргентине, Африке, Бразилии, Китае, России, США...

Чтобы укрепить своё международное присутствие, "Мишлен" также приступает к программе строительства заводов вблизи от основных центров потребления: в 1906 г. в Турине, а затем, уже в 1907 г. — в Соединённых Штатах. Далее в 1927 г. следует Англия, затем в 1931-м — Германия, в 1933 — Аргентина, в 1934 — Испания и Чехословакия, в 1937 г. — Бельгия.

Вторая мировая война привела к приостановке развития, но в дальнейшем коммерциализация радиальной шины обеспечила "Мишлену" возможность беспрецедентной экспансии, отмеченной массовым внедрением на американский рынок со строительством заводов в Канаде (в 1971 г.), а затем в Соединенных Штатах с созданием штаб-квартиры в г. Гринвиль (в 1975 г.).

В 1990-е годы глобализация продолжается распространением в Восточной Европе и в Азии (Таиланд, Япония, Польша, Венгрия...). В начале 2000-х годов были построены заводы в России, Китае, Индии, Бразилии... Поставка сырья также осуществляется на международном уровне, для этого ещё в 1925 г. "Мишлен" эксплуатировала несколько каучуковых плантаций в Индокитае, а затем начала их разработку в Африке, Бразилии и, совсем недавно, в Индонезии.

В настоящее время "Мишлен" — мировой лидер по объёмам производства шин и не забывает учитывать особенности каждого рынка с тем, чтобы максимально точно удовлетворить потребности своих клиентов.

— Какие из тех знаковых разработок, определивших этапы развития мирового шинного дела, начиная с появления так называемых прямобортных шин с металлическим сердечником в бортовой части шины, принадлежат фирме "Мишлен"? Какое участие специалисты фирмы приняли в появлении усиливающего каркасного пояса, получившего название "брекер", который, судя по англоязычному термину, был рождён на берегах Туманного Альбиона. Или это не так? Наконец, является ли действительно фирма "Мишлен"

[1] Редакция благодарит за помощь в подготовке материала канд. техн. наук С.Д. Попова.

творцом радиальных шин, опрокинувших всю классику, основой которой являлись шины диагональные? Имела ли отношение фирма к созданию бескамерных шин грузовых автомобилей с применением глубокого неразборного обода с 15° посадочными полками?

— "Мишлен" всегда стремится отвечать на запросы своих клиентов, старается сократить массу шины и расход топлива при увеличении ресурса (пробега). Поэтому именно он разработал и первым освоил радиальные шины. Патент получен 4 июня 1946 года. С 1949 года эта инновация постепенно завоёвывает и побеждает на всех рынках. Первые радиальные шины "Tourisme" продавались тогда под наименованием "Мишлен X".

В 1952 г. ""Мишлен"" адаптирует радиальные технологии к шинам для тяжёлых грузовых автомобилей, а в 1959-м расширила область их использования на шины для строительных машин, в 1978 г. — на сельскохозяйственные шины (под названием *"Bib X"*), затем в 1981 г. — на авиационные шины (серия AIR X) и, наконец, в 1987 г. — на мотоциклетные шины.

Радиальная технология — это стандартная технология, применяемая теперь во всём мире всеми производителями шин, хотя на рынке всё ещё существуют и диагональные шины. Изобретение радиальных шин очень хорошо иллюстрирует новаторский характер «"Мишлен" Group», которая была озабочена экологическими последствиями использования шин ещё в середине 1940-х годов — на 50 лет раньше других.

— Следующий вопрос касается деятельности фирмы "Мишлен" в области автомобильных колёс. Появился слух, что фирма решила закрыть своё колёсное производство. Если это так, то какие соображения легли в основу этого решения? Тем более, что в этой области фирма "Мишлен" во многом преуспела, будучи причастной к появлению глубокого неразборного обода с 5°-ным посадочным конусом, который помог создать плотную посадку шины на ободе, что впоследствии обеспечило беспроблемный переход от камерных на бескамерные шины на легковых автомобилях, а также упомянутый выше обод с 15°-ным конусом для грузовых автомобилей.

— Фирма "Мишлен" ещё в 2005 году объявила о том, что продаёт своё колёсное производство с годовым оборотом примерно в 300 млн евро при производстве 18 млн колёс для легковых автомобилей и 2,3 млн для грузовых автомобилей немецкому специализированному производителю "Мефро" (оборот за 2004 г. — 160 млн евро), сумма этой сделки не разглашается.

Речь идёт о следующих производственных площадках: "Мишлен Ройс Франс" в Труа (Франция), заводы "Мишлен Кронпринц Верке" в Золингене (Германия), завод "Текерсан" в Биледжике (Турция) и дистрибьюторскую компанию "Фритц Бергер" в Эссене (Германия), специализирующуюся на колёсах легковых и коммерческих автомобилей.

В "Мишлен" давно считали, что для пользы дела этот сектор деятельности, которая сильно отличается от производства шин, следует передать специалисту, чьей основной компетенцией является разработка и производство стальных колёс, — это является официальной позицией фирмы. "Мишлену" сделка позволила сосредоточиться на своих исконных направлениях деятельности, а "Мефро" — производить в общей сложности более 20 млн автомобильных колёс, 5,5 млн колёс для коммерческих автомобилей и 1,5 млн колёс для тракторов, сельскохозяйственной и строительной техники каждый год.

— Многих специалистов удивила информация о разработке фирмой "Мишлен" так называемых безвоздушных колёс. Ведь современная пневматическая шина настолько совершенна, что конкурировать с ней образцам безвоздушных конструкций чрезвычайно трудно. Пневматический человечек, символ фирмы "Мишлен", не сочтёт ли такую деятельность изменой?

— Вовсе нет, напротив, наш Бибендум будет гордиться тем, что "Мишлен" — ответственная и дальновидная компания, находящаяся на службе у своих клиентов, очень мобильная, ответственная и контактная. Безвоздушная шина — отличный ответ на ряд проблем Группы, вызванных запросами её клиентов.

В 2004 году "Мишлен" представила *"TWEEL"* первого поколения, которая станет первым материальным "кирпичом" при переходе на безвоздушную шину. Это ответ "Мишлен" на озабоченность потребителей по поводу своей безопасности; тех потребителей, которые не хотят стоять на обочине дороги из-за проколотой или поврежденной в дорожной выбоине шины, с застрявшим из-за проблемы с шиной грузовиком и, наконец, из-за недостатка знаний или опыта для поддержания нужного давления в шине.

Это настоящая инновация, которая попала на обложку журнала "Тайм Мегезин" в 2005 году. Теперь она производится и продаётся для конкретных тихоходных объектов, но также существуют проекты конструкций и для легковых автомобилей. Технология *"TWEEL"* обеспечивает применение сменного элемента, выполняющего роль беговой дорожки. Заметим также, что это техническое решение в 2017 г. было выбрано журналом "Таймс" как одно из 25 изобретений года.

— Известно, какие грандиозные работы проводятся по всему миру в деле защиты от вредных загрязнений воздуха, которым мы все дышим. Больших успехов добились специалисты по силовым установкам. Однако немалый вред окружающей среде наносят и шины: частицы от их износа, соединяясь с кислородом воздуха, порождают канцерогенные вещества, во многом более опасные, чем отработавшие газы двигателя, тем более претерпевающих глубокую нейтрализацию. Как же быть с шинами, частицы износа которых невозможно купировать? Есть ли у фирмы наработки в этой области и каковы перспективы защиты? Или эта проблема является во многом надуманной и лишённой практического смысла?

— По этой проблеме я отсылаю Вас к позиции, заявленной TIP (*Tire Industry Project*), в которой "Мишлен" является одним из основных игроков. Официальный документ о частицах износа шин и дорог опубликован TIP в конце 2017 г.

— Как Вы считаете, шины диагональной конструкции на сегодняшний день окончательно себя исчерпали и утратили перспективы применения, или же существуют условия (например, зимние дороги, покрытые неровной ледяной коркой, и др.), в которых такие шины могут оказаться более эффективными?

— Нет, диагональные шины все ещё существуют и останутся на рынке. Есть области, в которых они более подходят к условиям — местного рынка или характера использования — по сравнению с радиальными шинами. Например, для некоторых вариантов сдвоенных колёс, тяжёлых грузовиков, сельскохозяйственные или авиационные шины для использования на авианосцах, несмотря на то, что радиальные конструкции прогрессируют.

Есть также рынки, ориентированные именно на диагональные шины. В частности, такое положение имеет место в гражданской и региональной авиации, где замена диагональных шин на радиальные производится только по мере сертификации новых воздушных судов. По имеющимся оценкам, сегодня на 60 % самолётов используются диагональные шины.

— Как известно, в России уже не первый год функционирует шинное предприятие "Мишлен". Насколько успешна деятельность этого предприятия и каковы перспективы его развития? Какую продукцию с точки зрения новейших разработок фирмы это отделение фирмы поставляет на российский рынок. Как обстоит дело с формулой цена—качество для этих шин, определяющей спрос продукции на рыке?

— "Мишлен" не раскрывает результаты своей деятельности по странам. Но ситуация в "Мишлен Груп" в России хорошая, и фирма укрепляет своё присутствие на местах с продуктами, которые лучше всего адаптированы к местному использованию. В частности, это относится к шинам для очень суровых зим. "Мишлен" разрабатывает ряд нешипованных и шипованных шин, идеально подходящих для потребностей России. Это серия нешипованных шин "Мишлен X-Ice XI3" и серия шипованных шин "Cloutable X-ICE North 3". "Мишлен Груп" предлагает полный спектр шин — от летних до зимних, а также шины для автомобилей всех типов.

Позвольте выразить искреннюю благодарность за то, что нашли время для нашей беседы и ответить на вопросы, интересные читателям журнала "Автомобильная промышленность" и всей автомобильной общественности, для которой фирма "Мишлен" ассоциируется с передовыми технологиями и бережным отношением к окружающей среде. Ещё раз спасибо за полные и содержательные ответы.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Герасимов А.Р., Горин Л.Н., Лопоткин А.М. — Базовая модель стоимости жизненного цикла. Эффективность и критерии надёжности сложных технических систем 1

АСМ-факты 6

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ефимов А.В., Корчагина М.В., Киреев С.О. — Критерий оптимизации типа межосевого привода 6

Румянцев Л.А. — Новая планетарная коробка передач. Устройство управления 9

Белоусов Б.Н., Демик В.В., Люшнин С.А., Степнов В.Л., Кузминов К.С., Петухов А.И. — Новые схемы привода для мехатронной системы подрессоривания колеса 12

Мамити Г.И., Льянов М.С., Сланов С.А. — Расчёт барабанного тормоза с самоустанавливающимися колодками 17

Зайцев С.В., Малахов Д.Ю. — Сопротивление движению амфибийных двухзвенных гусеничных транспортёров на воде 21

ЭКСПЛУАТАЦИЯ. ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС АТС

Антипенко Г.Л., Судакова В.А., Шамбалова М.Г. — Тестовая диагностика — новый уровень контроля технического состояния гидромеханических трансмиссий 24

Воробьёв Ю.В., Дунаев А.В. — Активация моторных топлив 28

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Шандров Б.В., Булавин И.А., Самойлова А.С. — Регулировка преднатяга роликоподшипников при их дуплексации с использованием деформируемых распорных втулок 33

ИНФОРМАЦИЯ

Бибендум будет гордиться 38

Главный редактор Н.А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Балабин И.В. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Бахмутов С.В. — *д-р техн. наук, зам. директора по научной работе ГНЦ "НАМИ"*
Гируцкий О.И. — *д-р техн. наук, профессор, зам. председателя Экспертного совета НАМИ*
Гладков В.И. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора по научной работе ОАО "НИИТавтопром"*
Ковригин А.С. — *зам. генерального директора ОАО "АСМ-холдинг"*
Комаров В.В. — *канд. техн. наук, зам. генерального директора ОАО "НИИАТ" по научной работе*
Коровкин И.А. — *канд. экон. наук, исполнительный директор НП "ОАР"*
Котиев Г.О. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Круглов С.М. — *зам. генерального директора ОАО "НИИТавтопром"*
Ксеневич Т.И. — *канд. физ.-мат. наук, МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦ "Русаен"*
Мамити Г.И. — *д-р техн. наук, профессор Горского Агроуниверситета (Владикавказ)*
Марков В.А. — *д-р техн. наук, профессор МГТУ имени Н.Э. Баумана*
Сорокин Н.Т. — *д-р экон. наук, директор ФГБНУ ВНИМС ФАНО России*
Тер-Мкртичьян Г.Г. — *д-р техн. наук, ГНЦ "НАМИ"*
Титков А.И. — *канд. техн. наук, эксперт аналитического центра ОАО "АСМ-холдинг"*
Топалиди В.А. — *канд. техн. наук, ТАДИ*
Филимонов В.Н. — *ответственный секретарь "АП"*

Белорусский редакционный совет:

Альгин В.Б. — *д-р техн. наук, профессор, заместитель директора по научной работе ОИМ НАН Беларуси*
Егоров А.Н. — *генеральный конструктор — начальник НТЦ ПО "БелАЗ"*
Захарик А.М. — *канд. техн. наук, технический директор РУП "МАЗ"*
Кухаренок Г.М. — *д-р техн. наук, профессор БНТУ*
Мариев П.Л. — *д-р техн. наук, директор НТЦ "Карьерная техника" ОИМ НАН Беларуси*
Николаев Ю.И. — *главный конструктор ОАО "МЗКТ"*
Сазонов И.С. — *д-р техн. наук, проф., ректор Болорусско-Российского университета (Могилёв)*
Харитончик С.В. — *д-р техн. наук, доцент БНТУ (Минск)*

Информационный партнёр АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 27.07.2018. Подписано в печать 13.08.2018.
Формат 60×88 1/8. Усл. печ. л. 4,9. Бумага офсетная.
Отпечатано в ООО "Канцлер".
150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО "Адвансед солюшнз".
119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**

ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Колодезный пер., 2а, стр. 2
Телефоны: (915) 412-52-56 и (499) 269-54-98; (495) 785-60-69 (реклама и реализация)
E-mail: avtoprom-atd@mail.ru
www.mashin.ru

Журнал зарегистрирован Министерством РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций.
Свидетельство ПИ № 77-7184
Цена свободная.
Журнал рекомендован ВАК РФ для публикации трудов соискателей ученых степеней, входит в международную базу данных *"Chemical Abstracts"*.

За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.
Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.