ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 5 • май • 2015

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

СТРАТЕГИЯ ИМИТАЦИИ КАК ИНСТРУМЕНТ РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

Д-р экон. наук **М.А. ШУШКИН**, канд. экон. наук **Д.А. ФОМЕНКОВ**
НИУ ВШЭ, Нижний Новгород (831. 436-16-71)

Рассматривается стратегическая альтернатива развития отечественных автопроизводителей на основе имитации продуктов.

Ключевые слова: *имитация продуктов, креативная имитация, полная имитация, стратегическое развитие, конкурентоспособность.*

Shushkin M.A., Fomenkov D.A.

STRATEGY OF IMITATION-BASED AS INSTRUMENT OF DEVELOPMENT AUTOMOTIVE INDUSTRY

Imitation-based strategy of development automotive industry on imitation-based for Russian automotive industry is considered.

Keywords: *product imitation, creative imitation, pure imitation, strategy, competitiveness of automotive industry.*

Ситуация в отечественной автомобилестроительной отрасли сегодня весьма неоднозначна. С одной стороны, рыночная доля автомобилей, собранных на территории нашей страны, достаточно высока. Она, по экспертным оценкам, в 2013—2014 гг. составила 60...65 %. Причем более половины этой доли — промышленная сборка зарубежных брендов. Рыночная же доля традиционных российских компаний ("Группа ГАЗ", "АвтоВАЗ", "КамАЗ", "Соллерс") на протяжении 15 лет снижается. В частности, доля бывшего лидера отрасли, "АвтоВАЗ", в 2014 г. достигла лишь 17 % [1]. То есть налицо проблема недостаточного количества новых конкурентоспособных продуктовых предложений российских автопроизводителей (исключение составляют такие востребованные продукты, как "ГАЗель Некст", "Лада Гранта").

Такое положение дел большинство экспертов объясняют недофинансированием НИОКР, на которые в России выделяется не более 2 % выручки, тогда как за рубежом — до 6 %; отсутствием долгосрочных целей развития предприятий со стороны их собственников; регрессом собственных конструкторских школ в последние десятилетия.

И чтобы выйти из этой ситуации, многие российские предприятия в качестве основной альтернативы своего развития выбрали путь сотрудничества с международными стратегическими альянсами. Оно сводится к таким формам, как контрактное производство зарубежных транспортных средств на производственных мощностях российских предприятий (пример — компактный внедорожник "Шкода Йети" "Группой ГАЗ"); выпуск автомобилей на технологических платформах, разработанных глобальными холдингами (пример — универсал "Лада Ларгус" на платформе B0 стратегического альянса "Рено—Нисан"); покупка лицензий на производство автомобилей (пример — ТагАЗ, который наладил лицензионное производство внедорожников корейской компании "Ссанг Ёнг").

Эти формы сотрудничества, несомненно, дают ряд положительных эффектов в краткосрочной перспективе: позволяют использовать свободные производственные мощности и проводить их модернизацию, сохранять (а в ряде случаев — создавать) новые рабочие места. В то же время целесообразность использования практики сотрудничества в долгосрочной перспективе сомнительна: зарубежные партнеры, как правило, предлагают такие стратегии для российских автомобилестроителей, которые определяют их роль лишь в качестве сборочных ("отверточных") производств из автокомплектов, произведенных за рубежом. Другими словами, предлагаемые нам стратегии не предполагают развития собственных технологических разработок и построения производственно-инновационных сетей с поставщиками автокомпонентов.

Понятно, что принять такие стратегии — значит, получить полную зависимость от зарубежных стран, что, по понятным причинам, неприемлемо. Поэтому здесь, по мнению авторов, традиционным российским автомобилестроителям необходимо использовать такие стратегические альтернативы, которые на основе индустриального партнерства с мировыми лидерами авто-

мобильной отрасли были бы направлены не только на сохранение производственных мощностей и рабочих мест на предприятиях отрасли, но и на формирование долгосрочных конкурентных преимуществ.

Возникает вопрос: а есть ли у нас такие возможности? Разумеется, есть, и состоят они в следующем.

В качестве традиционного подхода к решению подобных проблем обычно рассматривают рост объема инвестиций в НИОКР. Это условие, конечно, необходимое, но — не достаточное для разработки, скажем, тех же собственных конкурентоспособных технологических автомобильных платформ. И причин тому две: состоявшаяся деградация российских конструкторских школ у автопроизводителей и небольшие объёмы производства автомобилей на одной платформе. Так, если в США, Европе и Южной Корее этот показатель составляет около 200 тыс. шт. в год, а в рамках стратегических альянсов колеблется от 300 до 700 тыс. шт. в год, то в России он не превышает 100 тыс. ед. в год. Отсюда можно сделать вывод: для российских автопроизводителей реально возможны две стратегические альтернативы — либо увеличение объёмов выпуска на одной автомобильной платформе, что позволит снизить относительные затраты, связанные с разработкой продукции, либо снижение затрат на разработку новых моделей благодаря использованию так называемой стратегии имитации.

Первая из них, конечно же, с точки зрения реализации национальных интересов при осуществлении промышленной политики страны представляется более амбициозной и "правильной", чем вторая. Однако это лишь на первый взгляд. Увеличение объёмов производства на одной автомобильной платформе в мировой практике реализуется за счет слияний и поглощений автомобильных компаний. По этому пути уже несколько лет идет "АвтоВАЗ". Но эта стратегия не подходит для таких компаний, как "Группа ГАЗ", "КамАЗ", "Соллерс". Всё дело в том, что эти предприятия выпускают технику двойного назначения, а следовательно, отдавать их "на откуп" зарубежным партнерам было бы стратегической ошибкой. Для них остается лишь вторая альтернатива — стратегия имитации (копирования). Причем особо остро вопрос её использования стоит в сфере производства автокомпонентов, где необходимость их импортозамещения не только назрела, но и перезрела. И ею уже начинают руководствоваться. Например, те же "Группа ГАЗ" и "КамАЗ" для производства техники гражданского назначения активно используют импортную компонентную базу, тогда как технику военного назначения комплектуют только отечественными компонентами. Правда, устаревшими. А это означает, что вопрос использования стратегии имитации продукции имеет не только экономическое, но и стратегическое значение для страны. Ведь что такое имитация? Это, если коротко, выход на рынок с товаром, аналогичным тому, который выпускает компания-пионер. Но большинство компаний-последователей выводят на рынок не только копии, но и улучшающие продукцию пионера инновации, которые опираются на собственные оригинальные разработки. Поэтому среди исследователей принято делить имитацию на два основных вида: чистая и креативная. Первая — это, по сути, 100%-ное копирование, а что касается второй, то, используя ее, компании привносят в продукт дополнительные оригинальные функции, тем самым повышая, по сравнению с абсолютной копией исходной инновации, привлекательность продукта. Поэтому креативная имитация даёт дополнительные возможности в выборе политики ценообразования, тогда как у "чистой" имитации таких возможностей нет, поскольку главное для нее — обеспечить максимально возможную низкую цену продукта.

Как правило, компании копируют инновации у других компаний, работающих с ними в одной отрасли. Они могут копировать продукты целиком, а также отдельные технические параметры продукта, дизайн (внешний вид) и элементы бренда. Так, азиатские автомобильные бренды "Лексус", "Инфинити" и "Акура" копировали дизайн "Мерседес-Бенц" и БМВ, но использовали собственные технические спецификации. Кроме того, компании могут заимствовать инновационные решения (технологии, патенты, знания, бизнес-процессы, принципы управления и бизнес-модели) у компаний других отраслей. Такая межотраслевая инновация (англ. cross-industry innovation) является более инновационной практикой, чем копирование внутри отрасли и может быть использована для создания успешных новых продуктов в других отраслях. В литературе межотраслевое заимствование относят к внешним технологическим эффектам (англ. technological spillovers). Успешными примерами таких эффектов можно считать, например, систему "айДрайв" в автомобилях БМВ, заимствованную из игровой индустрии, а также ударопоглощающие материалы в продуктах "Найк", заимствованные из гонок "Формула-1" [4].

Имитацию обычно считают явлением отрицательным. Хотя, по мнению некоторых экономистов, она социально значима и желательна в ситуации последовательной инновации (когда каждая последующая инновация опирается на предыдущую) и комплементарной (компании проводят принципиально разные исследования при разработке инновационного товара). В этих случаях имитатор способствует появлению новых технических решений, за счет его действий может увеличиться общая скорость распространения инновации [5]. Ведь не случайно на практике встречаются ситуации, когда компании добровольно поддерживают имитацию своей продукции в целях развития рынка, от которого они тоже выигрывают.

То же самое подтверждает и такой факт: некоторые компании смогли успешно трансформироваться из чистых имитаторов в креативные, где наряду с заимствованиями используются собственные оригинальные разработки. Например, китайская компания "Тайни" начинала с продажи телефонов — копий устройств, производимых "Нокиа", "Моторола" и "HTC", а в дальнейшем начала создавать креативные имитации, беря за основу базовую технологию крупных компаний и дополняя ее оригинальными разработками — такими, как обнаружение контрафактных счетов с помощью ультрафиолетового света, сканер для визиток, поддержка двух сим-карт.

Таким образом, представляется возможным выделить факторы, которые мотивируют компании к реализации данной стратегии: отсутствие собственного инновационного задела в сфере перспективных разработок; недостаток финансирования инновационной деятельности для создания полностью оригинальных продуктов и технологий; сокращение сроков создания и вывода новых продуктов на рынок; спрос на внутреннем рынке, ориентированный на низший и средний ценовой сегменты (именно в этих сегментах представлены бренды — последователи); гибкость маркетинговой стратегии компании-последователя, по сравнению с компаниями, разрабатывающими оригинальные продукты.

К сдерживающим факторам использования практики имитации следует отнести: правовые риски и ограничения; репутационные риски для компаний-имитаторов; работа исключительно в низших ценовых сегментах с низким уровнем рентабельности; сдерживание развития собственного технологического потенциала; сложности выхода на зарубежные рынки.

Среди экономистов единого мнения относительно влияния стратегии имитации на финансовые результаты нет. Часть из них считает, что имитации положительно сказываются на результативности компании [4], а другая часть утверждает, что имитации делают будущий рост компании более уязвимым и снижают её финансовые показатели [5]. Но такой "разнобой" во мнениях говорит о том, что факторы, определяющие возможность эффективного использования имитаций, существуют. Например, не вызывает сомнения то, что имитации позволяют быстро реагировать на выпуск привлекательного товара конкурентом [6], значительно снизить затраты на НИОКР, не повторять ошибки первопроходца при разработке продукта и т.д. Правда, практика свидетельствует: в краткосрочной перспективе "чистые" имитации оказываются эффективней креативных, поскольку они сокращают время на принятие имитации рынком вследствие того, что потребители не ждут, пока сложится мнение о том или ином продукте — оно уже есть, сложилось по продукту, выпущенному компанией-пионером.

Для предприятий автомобилестроительной отрасли наиболее значимой стороной имитации является возможность снижения затрат на НИОКР, в том числе и за счёт сокращения общего времени на разработку продукции. Но насколько эта стратегия может быть жизнеспособной и устойчивой?

И чтобы успешно её реализовать, компания должна обладать определёнными качествами. В частности — высокой абсорбционной способностью, т.е. умением распознать ценную внешнюю информацию, ассимилировать её и применить в коммерческих целях [7]. Российские компании могут развить её в процессе обучения, через которое проходит любой имитатор при копировании и обратном инжиниринге. Значит, обучение через имитацию — основная задача компании со слабой технологической базой. Только после него возможен переход от контрактного производства к выпуску конкурентоспособной продукции. Попытка же сразу перейти к инновационному производству при отсутствии соответствующей технологической базы может сопровождаться серьезными трудностями. Типичный пример тому — разработка "Ё-мобиля". При реализации этого проекта планировалось использовать значительное количество инновационных комплектующих — таких, как роторно-лопастной двигатель на природном газе, гибридная силовая установка, конденсаторные накопители энергии, несущая система из алюминия и пластиковый обвес. Но эту компонентную базу пришлось бы создавать с нуля, не обладая требуемой технологической подготовкой, что изначально снижало шансы на успешную реализацию проекта. В итоге, как известно, он провалился.

Вторым условием для успешной реализации стратегии имитации является наличие у компании соответствующего технологического потенциала, т.е. способности использовать технические знания для имитации существующих технологий в целях создания конечного продукта. Таким образом, абсорбционная способность и технологический потенциал определяют возможность эффективного использования стратегии имитации.

За рубежом накоплен большой опыт реализации стратегии имитации продуктов. Например, очень показательна с этой точки зрения история эволюции таких автомобилестроительных компаний Южной Кореи, как "Хёндэ", "Дэу" и "Самсунг". Они сначала использовали стратегию контрактора, затем приобретали лицензии, имитировали чужую стратегию, а в настоящее время стали полноценными интеграторами, которые осуществляют конкурентоспособные конструкторские разработки. В частности, продаваемый до настоящего времени бестселлер "Дэу Нексиа" в 1984 г. был создан на технологической платформе "Опель Кадет" и выпускался до 1991 г. (Интересный факт: с 1962 по 1995 г. корейские автомобилестроители заключили 488 лицензионных соглашений с мировыми автомобильными концернами.)

Поучителен и опыт китайских автопроизводителей.

Исторические предпосылки для развития китайской автомобильной промышленности были заложены в 1992 г., когда Дэн Сяопин провозгласил промышленную политику "технология в обмен на рынок", которая подразумевала создание совместных предприятий и уступку части внутреннего рынка мировым лидерам отрасли в обмен на получение от них конкурентоспособных технологий. В результате ядро китайского автопрома сейчас представляет собой множество совместных СП, выпускающих лицензированные зарубежные продукты для внутреннего рынка. Но так как мировые лидеры отрасли осуществляют трансфер не самых передовых технологий на эти предприятия, то китайские автопроизводители выбрали стратегическую альтернативу — "чистую" имитацию продуктов и широко применяют ее. Об этом говорит всё увеличивающееся число судебных исков, связанных с нарушением прав на интеллектуальную собственность, в том числе исков резонансных

Так, в 2003 г. концерн "Дженерал Моторс" подал иск на китайскую "Шерри", которая скопировала дизайн и автокомпоненты автомобиля "Дэу Матис". В 2008 г. компания

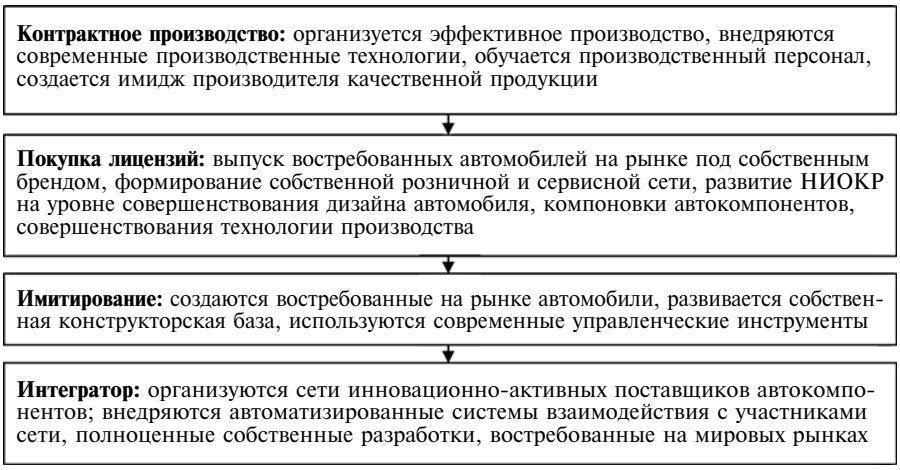


Рис. 1. Направления развития автопроизводителей, не имеющих собственных современных разработок

"Грейт Уолл" пыталась вывести на европейский рынок клон итальянского бестселлера "Фиат Панда" под брендом "Грейт Уолл Пери". Но суд Турина наложил запрет на экпорт этого китайского автомобиля не только в Италию, но и в Европу. При этом формулировка была достаточно жесткая: "идентичный с точностью до одного элемента". Правда, "Грейт Уолл" в ответ на это подала иск в суд города Шиязуанг (Китай) на "Фиат", и выиграла его, обязав итальянцев заплатить 1300 амер. долл. за необоснованное подозрение в копировании. Но факт остается фактом.

Было много и других судебных разбирательств. Иски выставляли "Мерседес-Бенц", БМВ, "Мини", "Тойота" и т.д. Однако китайские компании от практики "чистой" имитации не отказываются до сих пор, поскольку она обеспечила им конкурентоспособность на внутреннем, а также некоторых развивающихся рынках. В частности, большинство крупных китайских компаний осуществляют агрессивную экспансию на российский рынок. Выход же на рынок средней и премиальной ценовой категорий для них осложняется отсутствием собственных передовых технологий.

Для преодоления этих ограничений многие из них идут по пути покупки зарубежных автомобильных компаний, обладающих высоким уровнем НИОКР. Так, китайский автомобильный холдинг "Шейянг Ддили" приобрел у концерна "Форд" шведскую "Вольво", а компания "Саик" выкупила контрольный пакет акций корейской "Ссанг Ёнг".

Ещё один инструмент преодоления технологического отставания, используемый в Китае, — кооперация в области НИОКР с мировыми лидерами отрасли: китайской компанией SAIC и холдингом "Дженерал Моторс" был создан центр исследований и разработок, в котором проектируют новые автомобили и комплектующие для китайского рынка.

Как видим, работа китайских автомобилестроителей ведется по многим направлениям. Однако стратегия "технология в обмен на рынок" китайцам так и не удалась. Они реализовали менее амбициозную задачу: "рынок в обмен на продукты".

Подобная практика за последнее десятилетие нашла распространение и в России. И не только у нас. Например, вся история советского автопрома начиналась с покупки лицензий. В частности, первые грузовые автомобили АМО-ЗИС и АМО-2 выпускались в 1930—1931 гг. по лицензии на автомобиль "Аутокар-5s" из автокомпонентов, поставляемых из США. Автомобили ГАЗ-А и ГАЗ-АА тоже представляли собой лицензионные копии "Форд А" и "Форд АА". Производимый с 1936 г. легковой автомобиль ГАЗ-М1 был создан по чертежам "Форд-40", полученным в рамках контракта на строительство Горьковского автомобильного завода. Послевоенный "Москвич-401" был точной копией "Опель Кадет К38" и выпускался на том же оборудовании, что и оригинал. Но самым ярким примером лицензионного производства в СССР был выпуск автомобилей ВАЗ-2101 ("Фиат-124").

Как видим, имитация у нас всегда была лицензионной, т.е. законной. Сохраняется это и сейчас. Например, лицензионное производство активно применяют российские ТагАЗ и "Соллерс". Однако оно, как и в Китае, не всегда носит законный характер. Об этом говорит, например, судебное разбирательство между "Дженерал Моторс" и ТагАЗом, которого обвиняли в использовании чертежей автомобиля "Шевроле Лачетти" при создании модели ТагАЗ-С100 ("Вега"). Суд в Корее признал факт незаконного копирования.

Из анализа практики имитации автомобильной техники можно сделать вывод: она, при условии роста инвестиций в НИОКР на уровне предприятий, позволяет пройти первый этап преодоления их технологической отсталости. Однако дальнейшее развитие предприятия связано с разработкой собственных технологических платформ и увеличением объёмов производства автомобилей на одной технологической платформе. И "подспорьем" такому решению должна быть стратегия продажи лицензий в страны третьего мира (рис. 1). Это позволит достичь требуемого эффекта (около 200 тыс. шт. в год на одну платформу).

Стратегию же имитации следует рассматривать как промежуточный этап развития автомобилестроительных компаний. При этом чрезвычайно важный вопрос — вопрос трансформации заимствованных технологий и продуктов в собственные продукты. (Схема преобразования лицензионной технологии в собственную представлена на рис. 2.)

Важные черты стратегии имитирования, отличающие её от прежних стратегий, следующие.

1. Резкое усиление роли стратегического маркетинга, цель которого — выявление потенциального спроса на различные категории автомобилей, поэтому все НИОКР должны осуществляться на основе выводов маркетологов, а в некоторых случаях — по их техническим заданиям.

2. Активизация роли операционного маркетинга в целях формирования канала распределения и сервисной сети, а также реализация

Рис. 2. Схема преобразования лицензионной технологии в собственную

коммуникационной стратегии и тактики. (На этом этапе полностью исключается возможность использования чужих торговых марок, вследствие чего необходим собственный полноценный брендинг.)

3. Использование инструментов бенчмаркинга (эталонного тестирования) для сравнения потенциальных "эталонных" образцов для имитации. (Следует отметить, что грань между стратегией имитации и незаконным копированием чужой интеллектуальной собственности достаточно размыта, поэтому при разработке таких проектов необходима правовая экспертиза.)

4. Формирование полноценных конструкторских и технологических отделов на предприятии.

5. Создание на предприятиях собственной сети поставок (требует внедрения единой информационной платформы взаимодействия в сфере инноваций).

6. Реализация системы мониторинга конкурентоспособности продукции.

Стратегия имитации подразумевает девять этапов: анализ потенциальных возможностей осуществления имитации товаров (наличие производственных мощностей, технологий, обученного персонала, международных сертификатов качества на производство, стоимость организации логистических потоков и т.д.); маркетинговые исследования и изучение предпочтений потребителей для выявления потенциального спроса на различные категории автомобилей; эталонное тестирование (бенчмаркинговое сравнение потенциальных эталонных образцов); правовую экспертизу проекта имитации эталона; конструкторскую адаптацию эталона (эталонов); поиск и отбор поставщиков автокомпонентов; внедрение единой информационной платформы взаимодействия в сфере технологической подготовки производства и опытно-конструкторских разработок с поставщиками; реализацию функций операционного маркетинга (нейминг, брендинг, формирование канала распределения и сервисной сети) и производство продукции и контроль её качества.

Данная стратегия, как сказано выше, дает возможность быстрого выхода на рынок при минимальных инвестициях в НИОКР, т.е. возможность создания конкурентоспособных продуктов. Конкурентное преимущество от её использования основывается на низких ценах при относительно высоком качестве продукции и среднем её технологическом уровне.

Предприятия в этом случае, конечно, находятся в роли догоняющего развитие. Тем не менее при накоплении определенного инновационного потенциала и дальнейшем развитии модельного ряда оно свою устаревшую продукцию может по лицензии передавать другим предприятиям. Что и делают, причем весьма активно, "АвтоВАЗ" и "Группа ГАЗ".

Для реализации стратегии имитации очень важным этапом является заключение соглашения с партнерами о сотрудничестве в сфере технологического развития. Дело в том, что зарубежные стратегические партнеры, как правило, не горят желанием передавать российским предприятиям современные технологии. Чтобы этого избежать, при заключении соглашений о сотрудничестве необходимо определять, как в Китае, не только условия производственного взаимодействия, но и порядок передачи современных технологий на отечественные производства. И в этом большую помощь, по мнению авторов, может оказать единая информационная платформа взаимодействия в области ОКР для всех участников производственной сети. А создавать её следует на основе инструментов PLM (управление жизненным циклом), которые включают единые для всех участников сети стандарты и технологии, средства автоматизированного проектирования и визуализации, инструменты совместной работы и документооборота.

Такая система позволяет всем участникам инновационно-производственной сети (подразделениям предприятия и поставщиков, партнерам, а также заказчикам и клиентам) получить доступ к информации о продукте на любой стадии его жизненного цикла. При этом очень важно то, что при использовании PLM-концепции выбор поставщика основывается не только на его возможности выпускать конкурентоспособные компоненты, но и способности их разрабатывать и совершенствовать. В результате у автомобилестроительных предприятий появляется возможность выбирать наиболее конкурентоспособные инновационные продукты, необходимые для использования их в собственном производстве. Однако главный вывод из всего сказанного выше сводится даже не к этому, а к тму, что практику имитации (копирования) продуктов российскими автопроизводителями и поставщиками автокомпонентов следует рассматривать исключительно как инструмент развития собственной технологической базы и создания мощных отечественных конструкторских школ.

Литература

1. Анализ развития автомобильного рынка в России. — URL: http://www.autostat.ru/
2. Стратегия развития автомобильной промышленности Российской Федерации на период до 2020 года. — URL: http://slon.ru/images/doc/auto_2020.pdf
3. James Bessen, Eric Maskin, Sequential innovation, patents, and imitation // The RAND Journal of Economics. 2009. Т. 40. № 4. С. 611—635.
4. Шушкин М.А., Александровский С.В. Модель реализации стратегий имитации компаниями // Инновации. 2015. № 1. С. 23—29.
5. Venkatesh Shankar, Gregory S. Carpenter, Lakshman Krishnamurthi, Late Mover Advantage: How Innovative Late Entrants Outsell Pioneers // Journal of Marketing Research (JMR). 1998. Т. 35. № 1. С. 54—70.
6. Ilídio Barreto, Charles Baden-Fuller, To Conform or To Perform? Mimetic Behaviour, Legitimacy-Based Groups and Performance Consequences // Journal of Management Studies. 2006. Т. 43. № 7. С. 1559—1581.
7. Oded Shenkar, Imitation Is More Valuable Than Innovation // Harvard Business Review. 2010. Т. 88. № 4. С. 28—29.
8. Wesley M. Cohen, Daniel A. Levinthal, Absorptive Capacity: A New Perspective on Learning and Innovation // Administrative Science Quarterly. 1990. Т. 35. № 1. С. 128—152.

УДК 629.114.42

55 ЛЕТ КОНСТРУКТОРСКОЙ СЛУЖБЕ БЕЛАЗА: ВРЕМЯ ПОДВОДИТЬ ИТОГИ, ПОВОД ЗАГЛЯНУТЬ В БУДУЩЕЕ

А.Н. ЕГОРОВ, Л.И. ТРУХНОВ, Р.В. ЛАШКОВСКИЙ

ОАО "БелАЗ" — управляющая компания холдинга "БелАЗ-холдинг" (+375. 1775.3-27-60)

Трудовая "биография" БелАЗа — единственного на территории постсоветского пространства предприятия по выпуску большегрузной карьерной техники — это и "биография" его конструкторской службы, с которой, собственно, и начиналась история отечественного карьерного машиностроения.

Рожденный в первые послевоенные годы и сориентированный сначала на выпуск торфяного оборудования, а позднее — мелиоративных и дорожных машин, Белорусский автомобильный завод в начале шестидесятых годов прошлого века открывает новую яркую страницу в своей истории.

В апреле 1960 г. на предприятии был создан отдел главного конструктора, который приступил к проектированию карьерного самосвала принципиально новой конструкции для разработки месторождений полезных ископаемых открытым способом. Проектируемый самосвал, в отличие от своих предшественников — МАЗ-525 и МАЗ-530, разрабатывался как карьерный самосвал с новым дизайном, рамой, платформой, гидромеханической трансмиссией, кабиной, узлами, деталями и системами, впервые применяемыми в машиностроении. При создании прародителя современных карьерных самосвалов был проведён огромный комплекс научных, опытно-конструкторских, лабораторных и исследовательских работ, дизайн которого используется и в настоящее время. 14 сентября 1961 г. из заводских ворот вышел первый 27-тонный самосвал БелАЗ-540. Он и стал родоначальником целого семейства большегрузных самосвалов.

С 1967 г. предприятие освоило выпуск 40-тонного самосвала БелАЗ-548А, а 1968-й стал годом рождения опытного образца БелАЗ-549 — базового самосвала класса грузоподъемности 75...80 т, первого образца с электромеханической трансмиссией. В 1977 г. были выпущены опытные образцы самосвала БелАЗ-7519 — базового самосвала класса грузоподъемности 110...120 т. В 1983 г. БелАЗ приступил к серийному производству самосвала БелАЗ-75211 — базового самосвала класса грузоподъемности 170...220 т.

Позднее предприятие включило в свою производственную программу другое специальное тяжелое транспортное оборудование, выпуск которого осваивался с девяностых годов прошлого столетия: полноприводные самосвалы повышенной проходимости с гидромеханической трансмиссией, строительно-дорожные машины и машины для обслуживания горно-транспортных работ (погрузчики, бульдозеры, тягачи-буксировщики и поливооросительные машины), технику для подземных работ, машины для металлургических предприятий и т.д.

Модельный ряд техники, выпускаемой Белорусским автомобильным заводом, в 1990-х годах пополнили также машины нового поколения — 55-тонный карьерный самосвал БелАЗ-7555, карьерный самосвал БелАЗ-75131 грузоподъемностью 130 т, который был спроектирован с учетом более чем 15-летнего опыта эксплуатации его предшественника — 120-тонного самосвала. Начало столетия было ознаменовано выпуском опытных образцов карьерного самосвала БелАЗ-75600 — базового самосвала класса грузоподъемности 320...360 т и карьерного самосвала БелАЗ-75310 — базового самосвала класса грузоподъемности 240 т.

Значительно расширило производственную линейку БелАЗа, и прежде всего за счет подземной тематики, вхождение в его состав Могилевского автомобильного завода.

Всего за 55-летнюю историю управления главного конструктора разработано более 500 модификаций карьерных самосвалов грузоподъемностью от 30 до 450 т, которые были отправлены более чем в 70 стран мира.

Накопленный уникальный опыт и подтвердившая свою высокую эффективность созданная на БелАЗе система разработки, испытаний и постановки на производство новой продукции получили дополнительное развитие после создания в 2003 г. научно-технического центра, в состав которого входят управление главного конструктора (УГК) по карьерной технике, отдел главного конструктора по подземной и строительно-дорожной технике, экспериментальный цех и испытательная лаборатория с испытательным полигоном.

Сегодня в составе научно-технического центра БелАЗа — более двухсот высококвалифицированных специалистов-конструкторов, занятых совершенство-

Рис. 1. 1961 г. Первая собственная разработка отдела главного конструктора БелАЗа — карьерный самосвал БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т

Рис. 2. Самосвал БелАЗ-75581 грузоподъемностью 90 т с электромеханической трансмиссией

ванием серийно выпускаемой продукции и созданием техники нового поколения.

Система автоматизации проектных работ УГК включает высокопроизводительные компьютеры с набором современных проектно-конструкторских программ, позволяющих осуществлять прочностной анализ несущих элементов и узлов будущей машины. Начиная с 1960 г., несколькими поколениями конструкторов в тесном сотрудничестве с отечественной наукой разработаны собственные методики конструирования определяющих узлов и агрегатов. Многие технические проблемы были решены благодаря выполненным научно-исследовательским работам. Испытательный комплекс экспериментального цеха даёт возможность моделировать нагрузки на узлы и агрегаты самосвала, возникающие в процессе его эксплуатации. Современное высокотехнологичное оборудование, постоянно обновляемое в ходе модернизации производства, и профессиональное мастерство операторов станков с числовым программным управлением обеспечивают изготовление деталей и узлов будущих исполинов высокого качества. Заводской испытательный полигон с его испытательными трассами, имитирующими различные участки карьерных дорог, позволяют уже с первых опытных образцов создавать работоспособную и высокоэффективную технику.

По сферам применения в народном хозяйстве выпускаемую сегодня продукцию предприятия можно разделить на несколько основных групп.

Карьерные самосвалы. В эту группу входят пять модификаций самосвала БелАЗ-7540 грузоподъемностью 30 т, которые имеют более 60 различных исполнений и комплектаций; семь модификаций самосвалов БелАЗ-7547 и БелАЗ-7545 грузоподъемностью 45 т, у которых более 80 различных исполнений и комплектаций; четыре модификации самосвала БелАЗ-7555 грузоподъемностью 55...60 т, они насчитывают более 90 исполнений и комплектаций; четыре модификации самосвалов БелАЗ-7557 и БелАЗ-7558 грузоподъемностью 90 т — 14 различных исполнений; семь модификаций БелАЗ-7513 грузоподъемностью 110...136 т в более чем 90 исполнениях и комплектациях; четыре модификации в 12 различных исполнениях и комплектациях самосвала БелАЗ-7517 грузоподъемностью 160 т и шесть модификаций в более чем 30 различных исполнениях самосвал БелАЗ-7530 грузоподъемностью 180—220 т; три модификации в более чем 10 исполнениях БелАЗ-7531 грузоподъемностью 240 т; три модификации в четырех возможных исполнениях самосвал БелАЗ-7560 грузоподъемностью 320...360 т и БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т.

На эти самосвалы устанавливают двигатели ведущих мировых производителей: "Камминз", МТУ, ЯМЗ и ММЗ мощностью от 360 до 4750 л. с. Причем модификация карьерного самосвала определяется в зависимости от выбранных двигателя, типа трансмиссии.

Самосвалы повышенной проходимости выпускаются как с обычной компоновкой (грузоподъемностью 25 т), так и с шарнирно-сочленённой рамой (грузоподъемностью 36 т).

Машины для металлургических предприятий с маркой "БелАЗ" — тяжеловозы грузоподъёмностью 150 т и шлаковозы на 60 и 80 т — в зависимости от устанавливаемой бадьи.

В группу строительно-дорожных машин и машин для обслуживания горно-транспортных работ, выпускаемых БелАЗом, входят погрузчики, с ковшом объемом 3,75...11,5 м^3, бульдозеры с шириной отвала 4,2...4,8 м, тягачи-буксировщики; скреперы, с ковшом объемом 8,3...10,5 м^3; бетоносмесители со смесительными барабанами объемом 4...7 м^3.

Для подземных работ БелАЗ предлагает самосвалы грузоподъемностью 22...50 т; универсальные шасси грузоподъемностью 26 т; погрузочно-доставочные машины грузоподъемностью 9, 16 т; подземные бетоносмесители с барабаном объемом 4 м^3; транспортные средства для перевозки 17...28 человек.

Машины специального назначения включают в себя мусоровозы грузоподъемностью 5,5 т; катки самоходные с шириной уплотняемой полосы 2,6 м; поливооросительные машины с цистерной емкостью 32, 119 м^3; аэродромные тягачи для буксировки самолётов массой до 260 т.

Благодаря интенсивному развитию фирменной науки в сотрудничестве с академическими и высшими научными учреждениями Республики Беларусь и РФ на ОАО "БелАЗ" — управляющая компания холдинга "БелАЗ-холдинг" УГК НТЦ только за последние три года разработаны и воплощены в металл три наукоёмких проекта.

Первый проект расширил диапазон применения электромеханических трансмиссий на карьерных самосвалах меньшей грузоподъёмности. Этот шаг оказался нетрадиционным для мировых производителей карьерной техники, так как считалось, что на самосвалах грузоподъемностью до 100 т наиболее эффективна гидромеханическая трансмиссия. Однако в 2012 г. впервые в мире был разработан и изготовлен карьерный самосвал БелАЗ-75581 грузоподъемностью 90 т с электромеханической трансмиссией четвёртого поколения с тяговым электроприводом КТЭ-90 производства ОАО "Электросила" филиала "Силовые машины". Самосвал успешно прошёл испытания в Кемеровской области Российской Федерации и, в

Рис. 3. Роботизированный самосвал БелАЗ грузоподъемностью 130 т

Рис. 4. БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т в разрезе "Черниговец" (Кемеровская область (Россия)

сравнении с самосвалами такой же грузоподъёмности, но с ГМТ, имеет лучший показатель по себестоимости тонно-километра перевозимого груза. Кроме того, улучшились тяговые, скоростные и тормозные характеристики, повысилась надёжность работы, снизились эксплуатационные затраты на техническое обслуживание и ремонт. Только в 2014 г. собрано и продано в РФ и Иран 24 самосвала БелАЗ-75581.

Второй проект, расширивший границы воображения потребителей, — роботизированный самосвал БелАЗ грузоподъемностью 130 т. В отличие от своего предшественника — самосвала с дистанционным управлением, роботизированный способен двигаться по заранее заданному маршруту. Причем вся необходимая информация о дорожной обстановке, состоянии систем управления самосвала поступает к диспетчеру по беспроводному каналу связи. Движение самосвала к месту погрузки или разгрузки в автономном режиме обеспечивается высокоточной системой спутниковой навигации GPS/ГЛОНАСС. Оптико-электронная система самосвала обеспечивает безопасность его вождения в любых погодных и климатических условиях, а также в любое время суток. Данная разработка призвана снизить риск для человека при работе в опасных условиях эксплуатации, а также устранить воздействие на организм человека вредных факторов окружающей среды.

Необходимо также отметить, что опытный оператор в непрерывном технологическом цикле успешно управляет четырьмя-пятью роботизированными самосвалами.

На сегодняшний день по заказу потребителей завод готов устанавливать оборудование для роботизированного управления на любую модель карьерного самосвала с электромеханической трансмиссией грузоподъёмностью от 90 до 450 т.

В настоящее время в Российской Федерации активно ведутся работы по созданию инфраструктуры по управлению такими самосвалами в карьере.

Дальнейшее развитие конструкции предполагает разработку полностью автономно управляемой машины без участия человека.

Третий проект расширил диапазон грузоподъемности выпускаемых карьерных самосвалов.

Так, впервые в мире за счёт комплекса оригинальных инновационных технических решений БелАЗу удалось сконструировать и создать карьерный самосвал наивысшей грузоподъёмности. Впервые за всё время существования мирового рынка карьерной техники самосвал с маркой "БелАЗ" вышел на первое место по грузоподъёмности.

При создании БелАЗ-75710 конструкторы завода отошли от классической схемы проектирования карьерных самосвалов. За основу было принято достижение надёжности, компактности, существенного увеличения производительности в сочетании с выполнением требований международных и европейских стандартов по безопасности.

Уникальность самосвала нового поколения БелАЗ-75710 обеспечивают новые, прогрессивные технические решения по целому ряду систем и узлов. Так, наивысшая грузоподъёмность и повышенная проходимость достигнуты за счёт применения восьми шин и полного привода всех колёс; высокая маневренность обеспечена применением двух поворотных осей и оригинальной кинематики поворота; устойчивость повышена за счет установки стоек стабилизаторов, что является ноу-хау в системе подвески, а маневренность — за счёт двух поворотных осей и оригинальной кинематики поворота. Радиус поворота составляет 19,8 м (для сравнения радиус поворота карьерного самосвала грузоподъемностью 360 т — 17,2 м). Кроме того, снижение расхода топлива обеспечено применением оптимального алгоритма работы двухдизельной установки (суммарная мощность силовых модулей составляет 4600 л.с.); увеличение производительности, надёжности и безопасности эксплуатации достигнуто благодаря применению электромеханической трансмиссии переменного тока с электрическими дифференциалами и противобуксовочной системой.

Этот исполин может преодолевать кратковременные продольные уклоны дорог до 18 %. Его максимальная скорость достигает 64 км/ч.

Расчётная производительность нового самосвала на 25 % выше, чем у существующих карьерных самосвалов предыдущего класса грузоподъёмности.

Осваиваемый новый карьерный самосвал БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т используется в технологической цепочке добычи полезных ископаемых открытым способом, способствует повышению производительности технологического транспорта, обеспечивает снижение трудоёмкости технического обслуживания и улучшение экологической обстановки в карьере. Габаритные размеры созданного карьерного самосвала позволяют эксплуатировать его на технологических дорогах, предназначенных для самосвалов серии БелАЗ-7560 грузоподъемностью 360 т. Для сохранения имеющейся в эксплуатации погрузочной техники погрузочная высота самосвала БелАЗ-75710, по сравнению с карьерными самосвалами серии БелАЗ-7560, меньше.

С ноября 2014 г. БелАЗ-75710 грузоподъемностью 450 т успешно работает в разрезе "Черниговец" Кемеровской области (Россия). Он задействован на вывозе вскрышной породы и работает в круглосуточном режиме. За это время карьерный самосвал показал хорошие результаты и перевез первый миллион тонн горной породы.

В настоящее время с учётом замечаний эксплуатационников собран второй образец самосвала, который проходит заводские испытания. На очереди третий образец самосвала БелАЗ-75710.

Юбилей конструкторской службы БелАЗа — это не только и не столько время подведения итогов, но и повод заглянуть в будущее. УГК НТЦ определены основные направления развития карьерной и горно-добывающей техники до 2030 г. Это позволит своевременно реагировать на все изменения на рынке в части выпуска новых видов продукции, её модернизации по заявкам потребителей.

АСМ-факты

"МОТОРЫ ПОБЕДЫ"

В Москве в рамках очередной "Олдтаймер-Галереи" состоялся **военно-технический фестиваль "Моторы победы"**, объединивший наиболее активные музеи и клубы исторической реконструкции России. Специально для участия в фестивале из запасников были извлечены редчайшие образцы военной техники и оружия: танки, артиллерийские орудия, автомобили, мотоциклы, полевые телефоны и др. На одном из стендов была воссоздана полевая ремонтная мастерская с настоящим токарно-винторезным станком, переносным генератором и набором инструмента времен Великой Отечественной войны. Особую атмосферу фестиваля "Моторы Победы" создали показы кинохроники, фронтовой концерт в кузове "полуторки" с песнями, плясками и искрометными шутками, ретро-дефиле в одежде 1930—1940-х годов. При желании посетители могли ощутить себя пилотом времен Великой Отечественной: шлем виртуальной реальности "*Oculus Rift DK2"* позволял "очутиться" в кабине легендарных "Яков", "Лавочек" и штурмовика Ил-2 и выполнить боевую задачу, управляя самолетом с помощью профессионального джойстика.

Мастерская Евгения Шаманского показала ряд автомобилей уже известных постоянным посетителям ретро-выставок: ГАЗ-АА (1936 г.), ГАЗ-61-73 (1940 г.), ЗИС-44 (1944 г.), ЗИС-33 (1940 г.), ЗИС 42 (1943 г.), мотоцикл М-72 (1944 г.).

ГАЗ-АА, как известно, производился по лицензии компании "Форд" с 1932 г. на двух предприятиях — Горьковском автозаводе имени В.М. Молотова и Московском автосборочном предприятии имени Коммунистического интернационала молодежи. В 1935 г. только ГАЗ выпустил почти 45 тыс. "полуторок", а в следующем году СССР вышел на первое место в Европе и на второе в мире после Америки по производству грузовых автомобилей. Секрет такой популярности ГАЗ-АА был в его предельно простом устройстве. Четырехцилиндровый мотор мощностью 40 л. с. обладал очень низкой степенью сжатия и работал на любом сорте бензина, а в жаркую погоду — и на керосине. Коробка передач имела четыре ступени без синхронизаторов, поэтому переключение происходило с характерным хрустом. Передняя ось и задний мост крепились к раме через рессоры: спереди стояла поперечная, сзади — две продольных кантилеверного типа. Тормоза у "полуторки" были механическими с приводом на все колеса безо всяких усилителей — водителям тогда приходилось просто сильнее жать на педаль. Несложная система электрооборудования, подача топлива в однокамерный карбюратор самотеком из бензобака, расположенного в моторном щите и еще множество удачных технических решений не требовали от водителя глубоких познаний в механике и упрощали обслуживание "полуторок".

Только в 1938—1940 годах фордовскую конструкцию несколько раз модернизировали. Мощность двигателя увеличили до 50 л. с., изменили рулевой механизм, усилили крепление задних рессор, обновили буксирный прибор и крепление запасного колеса, слабый карданный шарнир Гука заменили на более надежный типа "Спайсер". "Полуторки" с более мощным мотором получили индекс ГАЗ-ММ, хотя в целом конструкция автомобиля осталась прежней. В 1930-е годы "полуторки" являлись самыми распространенными грузовиками в Советском Союзе — в одной только Красной Армии автомобили ГАЗ-АА и ГАЗ-ММ к 1941 г. составляли 58,5 % автопарка. Кроме самих грузовиков на базе "полуторки" выпускались трехосные грузовики ГАЗ-МММ, полугусеничные машины ГАЗ-60, газогенераторные ГАЗ-42, автобусы ГАЗ-03-30, санитарные ГАЗ-55, штабные автомобили ГАЗ-05-193 и еще множество различной спецтехники вроде аэродромных бензозаправщиков, техничек, прожекторных установок, пожарных автомобилей.

ГАЗ-61-73 — первый в мире полноприводный легковой автомобиль с закрытым кузовом. Техническое задание на разработку этого, предназначавшегося прежде всего для Красной Армии, автомобиля было выдано в конце июля 1938 г., а уже в сентябре началось его проектирование. Первые экземпляры завод собрал перед самой войной — они были вручены высшим советским военачальникам Ворошилову, Буденному, Жукову, Коневу. По проходимости полноприводный седан ГАЗ-61-73 значительно превосходил поставлявшиеся в СССР по ленд-лизу американские джипы "Виллис" и "Бэнтем". Автомобиль мог преодолевать подъемы крутизной 38 градусов и брод глубиной 720 мм. Представленный на выставке экземпляр ГАЗ-61-73, переданный в августе 1941 г. маршалу Ивану Коневу, все четыре года войны нес свою фронтовую службу, а по ее окончании на протяжении длительного времени находился в гараже генерального штаба. Этому автомобилю даже удалось сняться в нескольких исторических фильмах о Великой Отечественной войне.

Санитарный автомобиль **ЗИС-44**, выпускавшийся на базе ЗИС-5В вместо обычной грузовой платформы на шасси устанавливался деревянный кузов-фургон. Решение о создании такой машины было принято вскоре после начала Великой Отечественной войны, но организовать производство удалось лишь к середине 1942 г. ЗИС-44 снабжался упрощенным прямоугольным деревянным кузовом многоцелевого применения с одной боковой, двумя задними дверями и крышей, оклеенной крашеным брезентом. Автомобиль служил для перевозки четырех—семи больных на носилках или 18 сидячих раненых. По некоторым данным, кузов автомобиля также использовался и для размещения различных мастерских, передвижных аптек, операционных и фотолабораторий.

В 1940 г. Московским автозаводом имени И.В. Сталина была выпущена небольшая партия полугусеничных грузовиков ЗИС-22. Однако в связи с началом войны и эвакуацией завода работы в этом направлении были приостановлены. Но уже осенью 1942 г., когда ЗИС снова начал выпускать автомобили, в серийное производство запустили и полугусеничный **ЗИС-42**, представлявший собой усовершенствованный вариант довоенной модели. Вездеход предназначался для работы в условиях бездорожья, а также в качестве артиллерийского тягача. В принципе ЗИС-42 представлял собой шасси ЗИС-5В, у которого вместо задних ведущих колес устанавливались тележки гусеничной ходовой части. Гусеничный ход снабжался резинотканевой лентой с резиновыми башмаками и металлическими накладками для зацепления со звездочкой ведущего колеса. По сравнению с ЗИС-5В тягач имел более мощный двигатель ЗИС-5М, усиленный радиатор и три дополнительных бензобака общей вместимостью 240 л. Для повышения проходимости тягача по снегу предусматривалась установка лыж на передние колеса: с ними обеспечивалась возможность движения по снегу глубиной до 1 м. При движении по пересеченной местности тягач мог преодолеть ров шириной 6,8 м и глубиной 1 м, подъем до 28° и брод глубиной до 0,6 м. ЗИС-42 и его улучшенная модификация ЗИС-42М находились в производстве до 1944 г. Всего изготовлен 5931 автомобиль этого типа. В сентябре 1942 г. первую партию из девяти ЗИС-42 отправили под Сталинград, где их использовали как тягачи в отдельных зенитных дивизионах при создании противотанковой обороны вдоль передовой.

Тяжелый мотоцикл **М-72** выпускался с 1941 по 1960 г. на заводах в Москве, Горьком ("Красная Этна"), Ирбите, Ленинграде ("Красный Октябрь"), Харькове и Киеве. Первоначально он предназначался исключительно для военных нужд и до середины 1950-х мотоцикл М-72 в свободную продажу не поступал. Решение о производстве специального армейского мотоцикла было принято в начале 1940 г. и на базе московского опытного завода "Искра" создали специализированное конструкторское бюро по тяжелым мотоциклам. В качестве образца для полного копирования был выбран мотоцикл BMW R71, который к тому времени хорошо зарекомендовал себя в Вермахте. Пять мотоциклов были анонимно закуплены в Швеции. С весны 1941 г. производство мотоцикла под маркой М-72 было развернуто на Московском мотоциклетном заводе. С 25 февраля 1942 г. мотоциклы М-72 начали производить в Ирбите, куда было эвакуировано оборудование с ММЗ. Различий в конструкции у мотоциклов М-72 московского, ирбитского, ленинградского, харьковского и горьковского производства не существовало. (В Киеве производство М-72 началось в 1951 г. и конструкция получила свое, "гражданское" направление развития.)

На мотоцикл устанавливались сумки для боеприпасов и ЗИП, специальные кронштейны с поворотным устройством для закрепления ручного пулемета. Пулемет Дегтярева крепился сошками к пластине вертлюга, что облегчало его транспортировку и позволяло вести огонь с места и даже на ходу. Трубчатые кронштейны спереди и сзади коляски, в которые вставлялся вертлюг, позволяли вести огонь как по ходу мотоцикла, так и назад. В очень ограниченном количестве в войска поступали также модификации с установленным вместо корпуса коляски 82-миллиметровым минометом.

Военно-патриотический клуб "Дивизион" показал на выставке реактивную установку **БМ-13** на базе американского автомобиля "Студебеккер US-6". Установка состояла из рельсовых направляющих и устройства их наведения. Для наводки предусматривались поворотный и подъемный механизмы и артиллерийский прицел. В задней части машины находились два домкрата, обеспечивающие устойчивость при стрельбе. На одной машине могло размещаться от 14 до 48 направляющих. Корпус реактивного снаряда представлял собой сварной цилиндр, поделенный на три отсека: боевая часть, двигательный отсек (камера сгорания с топливом) и реактивное сопло. Запуск производился рукояточной электрокатушкой, соединенной с аккумуляторной батарей и контактами на направляющих: при повороте рукоятки по очереди замыкались контакты и в очередном из снарядов срабатывал пусковой пиропатрон.

Немаловажен был эмоциональный эффект: во время залпа все ракеты выпускались практически одновременно — за несколько секунд землю в области цели буквально перепахивали реактивные снаряды. Подвижность установки

позволяла быстро сменять позицию и избегать ответного удара противника. С момента появления реактивной артиллерии, ее формирования находились в подчинении Верховного Главного Командования. Они использовались для усиления стрелковых дивизий, оборонявшихся в первом эшелоне, что существенно увеличивало их огневую мощь и повышало устойчивость в оборонительном бою.

Музей ретро-автомобилей на Рогожском валу представил легкий бронеавтомобиль БА-64 (1943 г.) и американский "Виллис МВ"(1943 г.).

Полноприводный **БА-64** использовался в войсках Красной Армии с 1942 г. до начала 1960-х для задач разведки и боевого охранения. Всего было построено 9110 машин этой марки. Армия получила 8174 БА-64, остальные бронеавтомобили предназначались для нужд НКВД и для подразделений армий союзников СССР. Разработка бронеавтомобиля БА-64 началась 17 июля 1941 г. по инициативе ведущего конструктора ГАЗа В. А. Грачева. Изначальный вариант БА-64 был построен на базе ГАЗ-64 и оборудовался корпусом из наклонных бронелистов. Первый прототип вышел на испытания 9 января 1942 г. Экипаж машины составлял два человека: механик-водитель и командир, выполнявший функции стрелка-радиста. На следующий день БА-64 был показан маршалу Ворошилову; официальный показ состоялся в Кремле 3 марта 1942 г. Государственный Комитет принял БА-64 на вооружение Красной Армии 14 марта 1942 г. Летом того же года первые серийные бронеавтомобили приняли участие в боевых действиях. Эксплуатация БА-64 в войсках выявила главный недостаток машины — низкую боковую устойчивость, которая вела к опрокидыванию на пересеченной местности. Улучшенная модель БА-64Б была запущена в серийное производство в 1943 г. В качестве базы для нее использовался легкий армейский вездеход ГАЗ-67Б с более широкой колеей. Серийный выпуск БА-64Б продолжался до 1946 г. включительно. За создание бронеавтомобиля БА-64 и легкого командирского армейского вездехода ГАЗ-61 в 1942 г. конструктор В. А. Грачев был награжден Сталинской Премией 3-й степени. Бронеавтомобили БА-64Б использовались чехословацкими и польскими соединениями, сформированными на территории СССР. После окончания войны часть машин была передана ГДР, где они выполняли функции полицейских бронемашин. БА-64Б также поставлялись в Северную Корею, Китай и Югославию.

Легкий джип **"Виллис МВ"** стал, пожалуй, самым популярным транспортным средством Второй Мировой войны, в том числе и в нашей стране. Полноприводный автомобиль классической компоновки с расположенным спереди продольно четырехцилиндровым двигателем рабочим объемом 2,199 л и мощностью 54 л. с. при 3600 мин$^{-1}$. Коробка передач — трехступенчатая с синхронизаторами на второй и третьей передачах, раздаточная коробка — двухступенчатая, с отключаемым приводом переднего моста. Подвеска обоих мостов — на продольных полуэллиптических рессорах с телескопическими амортизаторами, тормоза — гидравлические. Весил "Виллис" 1270 кг с полной загрузкой, на шоссе разгонялся до 104 км/ч, расходуя при этом 14 л бензина с октановым числом 70 на 100 км пробега. Небольшой легкий автомобиль мог преодолевать брод глубиной до полуметра, а со специальным оборудованием — и до полутора метров. Для того, чтобы застрявший на бездорожье джип экипажу было легче выталкивать из грязи, на его бортах приделали ручки. Автомобиль стал самым массовым транспортным средством второй мировой: до окончания войны выпустили 350 349 экземпляров "Виллиса МВ" и 277 896 его аналогов "Форд GPW". Лишь малая часть этих автомобилей осталась в США, основная же масса была отправлена на различные театры военных действий, главным образом в Европу. Больше всего джипов получила Великобритания — 104 430 машин, СССР по ленд-лизу — в два раза меньше — 50 501 экземпляр, Франция — 9 736 шт.

"Военный ангар" (исторический проект Игоря Шишкина) привез в экспозицию военно-технического фестиваля артиллерийский тягач Т-20 "Комсомолец" (1940 г.), броневик БА-10А (1940 г.), автомобиль ГАЗ-67Б (1944 г.) и легендарную пушку "Сорокапятку" (1939 г.)

Гусеничный бронированный артиллерийский тягач **Т-20 "Комсомолец"** выпускавлся с 1937 по 1941 г. Тягачи эти сыграли огромную роль в моторизации Красной армии. В состав каждой стрелковой дивизии должно было входить как минимум 60 тягачей этого типа, но до начала войны советская промышленность не смогла полностью обеспечить потребности армии. Поэтому на практике "Комсомольцами" были укомплектованы только ударные части, а также подразделения мотопехоты в составе стрелковых частей. Т-20 участвовали в боях с Японией у озера Хасан в 1938 г., у реки Халхин-Гол в 1939 г., в советско-финской и Великой Отечественной войне. На фронтах войны "Комсомольцы", число которых непрерывно убывало (на 1 сентября 1942 г. в армии осталось 1662 машины), продолжали нести свою нелегкую службу. При отсутствии других тягачей они применялись и для буксировки более тяжелой малокалиберной зенитной и дивизионной артиллерии, работая с перегрузкой. Кроме того, летом 1941 г. при обороне и нанесении контрударов по врагу тягачи "Комсомолец" иногда применялись как пулеметные танкетки для борьбы с пехотой. Использовали "Комсомольцев" и партизаны — они оказались идеальными машинами для лесных дорог, к тому же, легко ремонтировались автомобильными запчастями.

Средний бронеавтомобиль БА-10А был разработан в конструкторском бюро Ижорского завода в 1938 г. на шасси грузовика ГАЗ-ААА, у которого была укорочена рама, усилена балка передней оси, передняя подвеска оснащена амортизаторами от модели ГАЗ-М1. Для повышения проходимости БА-10А комплектовался быстросъемными гусеничными лентами — "овероллами", крепившимися в модификации БА-10А на бортах боевого отделения над задними крыльями и на корме у БА-10М — в специальных кронштейнах посредством натяжения специальной гайки-"барашка". Кроме того, преодолевать неровности помогали установленные побортно свободно вращающиеся запасные колеса. Корпус сваривался из броневых листов. Детали корпуса и внутреннего оборудования, не связанные сварными швами, крепились при помощи пулестойких заклепок и болтов. Крепление броневого корпуса к раме шасси осуществлялось при помощи шести основных кронштейнов. Часть машин оборудовалась радиостанцией. После внесения большого количества мелких изменений в конструкцию и разработки технологической документации для его производства название броневика было изменено на БА-10А, под которым и начался его выпуск. Использовался советскими войсками в боях на Халхин-Голе, советско-финской войне и на всем протяжении Великой Отечественной. Представленный экземпляр найден в районе "Шальского узла" — стратегически важного объекта в районе станции Погостье и деревни Шала, где во время Любанской операции 1942 г. вела бои 16-я Танковая бригада. Немцы в этом месте довольно сильно укрепились, построив множество ДЗОТ и оборонительных траншей, практически полностью уйдя "под землю".

Утром 12 марта 16-я танковая бригада, в составе которой было: семь танков КВ, девять Т-34, три Т-26 и 22 бронеавтомобиля БА-10, совместно с 294-й стрелковой дивизией начали наступательную операцию. Погода и местность была не на нашей стороне, огромное количество болотистых мест с лесом и снег глубиной 80—85 см создавали огромное препятствие. Семь тяжелейших дней шла эта операция и в этих боях бригада потеряла 17 танков и две бронемашины БА-10. Один из них и был найден поисковиками на старой заброшенной дороге в лесу, недалеко от бывшей деревни Лодва. Самой деревни сегодня не существует — она была полностью уничтожена врагом и после войны не восстанавливалась. В течение нескольких лет бронеавтомобиль комплектовался недостающими деталями. Было обнаружено место еще одного разбитого БА-10 и найденные фрагменты также пошли на комплектацию. Спустя полгода сборка бронекорпуса БА-10 была завершена. Сегодня бронеавтомобиль полностью восстановлен и пополнил коллекцию бронетехники "Военного ангара". На все работы по восстановлению ушло полтора года. Несмотря на массовый выпуск около 3400 единиц, бронеавтомобилей БА-10 сохранились единицы и БА-10А из коллекции "Военного ангара" на сегодняшний день в мире единственный ходовой экземпляр.

Противотанковая **45-миллиметровая пушка** образца 1937 г., она же "сорокапятка", она же "Прощай, Родина!". Основное средство борьбы с фашистскими танками, самоходками и бронемашинами на начальном этапе Великой Отечественной. По состоянию на 22 июня 1941 г., на вооружении Красной Армии находилось 16 621 штук 45-мм орудий. Для своего времени ее бронепробиваемость была вполне адекватной — по нормали на 500 м она пробивала 43-мм броню. Этого было достаточно для борьбы с бронетехникой, защищенной противопульной броней. Недостаточная бронепробиваемость орудия (особенно в 1942 г., когда танки типов Pz Kpfw I и Pz Kpfw II вместе с ранними слабобронированными модификациями Pz Kpfw III и Pz Kpfw IV практически исчезли с поля боя) вместе с неопытностью артиллеристов иной раз приводили к очень тяжелым потерям. Однако в руках опытных и тактически умелых командиров это орудие представляло серьезную угрозу для вражеской бронетехники. Положительными его качествами были высокая мобильность и легкость маскировки. Благодаря этому 45-мм пушки образца 1937 г. использовались даже партизанскими отрядами.

Из коллекции автомобилей В. Лена был показан британский "Хамбер FWD" (1944 г.) Модель "*FWD Heavy Utility Car"* была запущена в производство в 1941 г. и представляла собой легкую многоцелевую машину грузоподъемностью 375 кг. Из 5199 выпущенных с 1941 по 1945 г. FWD 3960 автомобилей произвели с кузовом "универсал". За характерную угловатую форму кузова и капота автомобиль получил прозвище "бокс" (коробка). Автомобиль использовался в качестве командирского и связного, им пользовалось немало английских военачальников. Также шасси "Хамбер FWD" использовалось в качестве базы для легких разведывательных бронеавтомобилей ("*Humber Light Reconnaissance Car"*).

Помимо отечественной и ленд-лизовской техники в экспозиции нашлось место и тщательно восстановленным машинам противника. "Хорьх-108" и -830R, "НСУ-Кеттенкрад НК-101", "Адлер 3GD", SPA TL.37, "Куроганетип 95", шасси автомобиля "Штайр 1500А" и др. Несмотря на формальное притиворечие названию мероприятия, она безусловно имеет огромную историческую ценность и помогает по достоинству оценить весь тот нелегкий труд, который позволил победить в Великой Отечественной войне, труд бойцов и военачальников, рабочих и инженеров, колхозников, транспортников... Всех, без кого немыслима была бы Великая Победа.

УДК 621.43

СИСТЕМА ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДИЗЕЛЯ

Канд. техн. наук **Е.В. КУЗНЕЦОВ**
Белорусско-Российский университет (375.222. 25-34-31)

Представлен опытный образец перспективной системы подачи топлива дизеля с электронным блоком управления. Описан принцип работы.

Ключевые слова: *дизель, система подачи топлива, аккумуляторная система, форсунка, клапан.*

Kuznetsov E.V.

SYSTEM OF FUEL FEED DIESEL

Experimental model of perspective system of fuel feed of diesel with electronic block of control is considered. Principle of its work is described.

Keywords: *diesel, system of fuel feed, accumulator system, sprayer, valve.*

В дизелях самоходных машин применяют неаккумуляторные и аккумуляторные системы подачи топлива. В свою очередь неаккумуляторные подразделяются на системы разделённого типа, где топливный насос высокого давления (ТНВД) и форсунки выполнены в виде отдельных узлов, связанных довольно длинными трубопроводами, и неразделённого типа, т.е. с насос-форсунками.

Каждая из этих систем имеет как достоинства, так и недостатки. Наиболее популярна в настоящее время аккумуляторная система подачи топлива "Коммон рейл". Она помимо гидроаккумулятора топлива (рампы) имеет форсунки с электромагнитными или пьезоэлектрическими клапанами, управляемыми электронным блоком. Это позволяет регулировать цикловую подачу топлива, используя большое количество информационных переменных, а также обеспечивать двух- и трёхступенчатый впрыск, что уменьшает динамические нагрузки и улучшает экономические и экологические показатели машины. Однако система имеет и существенные недостатки. Так, у нее большое число прецизионных пар, что увеличивает стоимость; низкий КПД системы по сравнению с другими из-за значительного расхода топлива, подаваемого на слив в процессе впрыска и поддержания постоянного давления в гидроаккумуляторе.

Традиционная для нашей страны система разделённого типа имеет следующие основные недостатки: регулирование цикловой подачи топлива осуществляется по ограниченному числу информационных переменных (чаще всего по угловой скорости $\omega_д$ коленчатого вала двигателя, положению $\gamma_д$ педали акселератора и давлению наддува $p_к$), что связано с отсутствием электрического исполнительного элемента регулятора, а значит, с невозможностью использования электронного блока управления; имеются трудности в идентичности цикловых подач по цилиндрам при использовании ТНВД секционного типа, что приводит к увеличению крутильных колебаний коленчатого вала и, как следствие, снижает надёжность мотора и трансмиссии, а также повышает их материалоёмкость.

И чтобы избавиться от недостатков как системы "Коммон рейл", так и традиционной, и в то же время не утратить их достоинств, автором предложено в системе подачи топлива применить ТНВД распределительного типа. Но регулирование цикловой подачи в нём следует осуществлять с помощью электромагнитного клапана слива топлива из нагнетательной полости ТНВД, т.е. как в форсунках "Коммон рейл" (пат. РБ № 8144 МПК^7 F 02D 1/08, 41/00, F 02M 63/02, 59/36).

На рис. 1 показан эскиз опытного образца ТНВД, разработанный автором. С помощью математического моделирования на ЭВМ выбраны его рациональные параметры [1].

Основными элементами этого насоса являются: корпус с поворотными роликовыми упорами; приводной вал с насосом подкачки, индуктором датчика Холла и муфтами; кулачковая шайба с плунжером; головка с нагнетательными клапанами; система управления, состоящая из двух модулей — управления цикловой подачи топлива и управления опережением впрыска топлива.

Структурная электрическая схема системы управления ТНВД представлена на рис. 2. В качестве выходного элемента системы управления цикловой подачи топлива $q_ц$ ТНВД использован электромагнитный клапан, через который заполняется надплунжерная полость насоса, и он же прекращает её подачу.

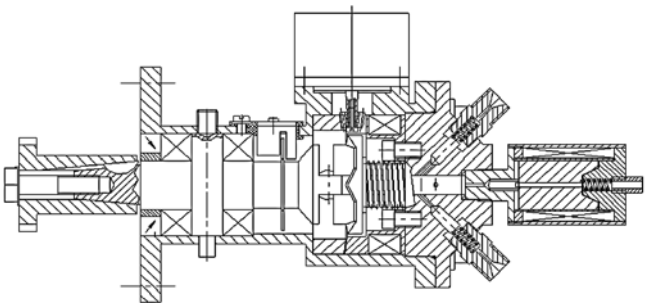


Рис. 1. Эскиз опытного образца перспективного ТНВД

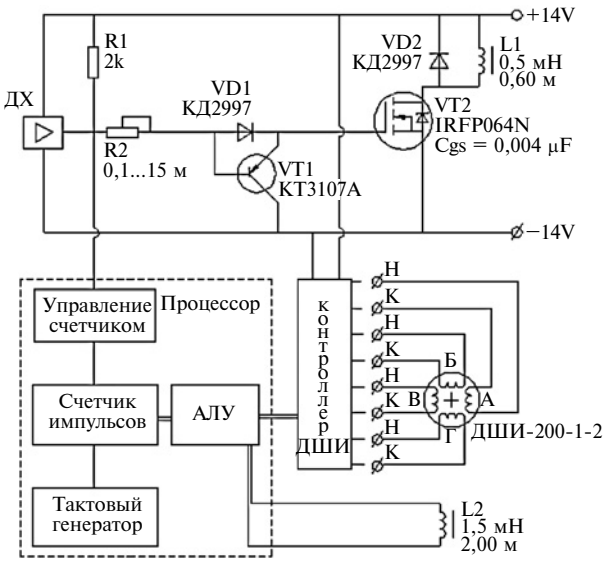


Рис. 2. Структурная схема системы управления ТНВД

К основным параметрам электроклапана ТНВД относятся максимальный ход якоря электромагнита $\delta = 0{,}5$ мм (такой малый ход выбран в целях максимизации электромагнитной силы притяжения якоря к сердечнику для минимизации времени срабатывания клапана); диаметр дросселя, через который связаны надплунжерная полость и электроклапан $d_с = 1$ мм (выбран в целях минимизации силы давления топлива на клапан и якорь); преднатяг пружины $F_{пр.0} = 80$ Н (зависит от $d_с$ и максимального давления впрыска топлива $p_{вп}^{max}$); диаметр якоря электромагнита $d_я = 25$ мм; число витков катушки электромагнита $n = 180$; диаметр провода катушки $d_{пр} = 1{,}0$ мм.

Эти параметры выбраны для $p_{вп}^{max} \approx 100$ МПа. При таком давлении (без учёта сил инерции) и принятом диаметре плунжера 10 мм на него, кулачковую шайбу, упоры, головку и её крепёж действует сила 7,5 кН.

Анализ экспериментальных переходных характеристик опытного образца электроклапана позволяет сделать вывод: время его срабатывания составляет 0,5 мс. Опираясь на эти данные, выбран конструктивный угол $\varphi_1 = 10°$ по углу поворота вала насоса между началом закрытия индуктором щели в датчике Холла (ДХ), т.е. поступлением сигнала с ДХ на прекращение подачи топлива и началом набегания кулачков шайбы на упоры (началом сжатия и подачи топлива плунжером).

Катушка L1 электроклапана ТНВД включается выходным транзистором VT2, который по результатам испытаний должен выдерживать ток до 100 А. Поэтому в качестве VT2 принят полевой транзистор IRFP064N, выдерживающий максимальный ток 110 А и имеющий свою ёмкость "затвор-исток" $C_{gs} = 0{,}004$ μF.

При отключении L1 (запирание транзистора VT2) вступает в работу диод VD2, через который происходит разряд токов самоиндукции катушки L1.

Выходной транзистор VT2 включается с задержкой времени $t_з$ от начала поступления сигнала с ДХ. Эта задержка определяет величину $q_ц$ цикловой подачи топлива. Чем больше $t_з$, тем больше топлива поступает в цилиндр. Максимальная величина $q_ц$ должна быть при пуске двигателя и составляет (без учёта утечек, зависящих от радиального зазора между плунжером и головкой, вязкости топлива и герметичности электроклапана):

$$q_{ц.зап} = A_п h_п = \frac{\pi d^2}{4} h_п = \frac{3{,}14 \cdot 10^2}{4} 4 = 314 \text{ мм}^3, \quad (1)$$

где $A_п$ — площадь торца плунжера, мм^2; $h_п$ — ход плунжера (высота кулачков шайбы), мм; d — диаметр плунжера, мм.

При этом кулачковая шайба повернётся на выбранный угол максимального подъёма кулачка $\varphi_п = 20°$ по углу поворота вала насоса, а плунжер поднимется на 4 мм (максимальная выбранная высота кулачков шайбы), и только после этого при пуске мотора должен включиться электроклапан, открывая надплунжерную полость для заполнения топливом от насоса подкачки, подача которого в пластинчатом варианте составляет (без учёта утечек) 420 мм^3/цилиндр.

Отключение клапана должно произойти не менее чем через выбранный угол опускания плунжера (угол сбега кулачка) $\varphi_о = 20°$, чтобы полностью наполнилась надплунжерная полость топливом от насоса подкачки.

На номинальном режиме работы мотора цикловая подача топлива в 2 раза меньше пусковой, т.е. $q_{ц.N} = 157$ мм^3. Отсюда следует, что данный ТНВД подходит к безнаддувному четырёхцилиндровому дизелю с рабочим объёмом до:

$$iV_h = i\frac{\rho_т}{\rho_в}\alpha k q_{ц.N} = 4\frac{850}{1{,}2} 1{,}5 \cdot 14{,}5 \cdot 157 \cdot 10^{-3} = $$
$$= 9600 \text{ см}^3 = 9{,}6 \text{ л}, \quad (2)$$

где i — число цилиндров дизеля; $\rho_т$ — плотность топлива, кг/м^3; $\rho_в$ — плотность воздуха, кг/м^3; α — средний коэффициент избытка воздуха в цилиндре дизеля на номинальном режиме; k — стехиометрический коэффициент реакции горения топлива.

Для дизеля с наддувом рабочий объём уменьшается на величину $\pi_к$ — степень повышения давления наддува ($\pi_к = 1{,}5...2{,}5$). Например, для дизеля Д-145Т имеем $iV_h = 4{,}5$ л; $\pi_к = 1$.

Время задержки $t_з$ включения VT2 зависит от параметров RC-цепочки, т.е. от сопротивления резистора R2 и ёмкости "затвор-исток" VT2, где резистор R2 является датчиком положения педали (рычага) управления подачей топлива (педаль "газа"). Чем сильнее водитель нажимает на педаль управления подачей топлива, тем больше сопротивление переменного резистора R2. Значит, больше задержка времени от момента поступления сигнала с ДХ и включения VT2, т.е. началом падения давления и слива топлива из надплунжерной полости ТНВД. Поэтому больше топлива поступит в цилиндр дизеля.

Для нормальной работы датчика Холла ВАЗ-2108 в схеме необходим резистор подпитки R1 номиналом 2 кОм между "плюсовым" проводом датчика и информационным (средним). Из этих же требований минимальное сопротивление цепи между информационным проводом и "минусовым" ДХ, т.е. сопротивление переменного резистора R2, должно быть не менее 100 кОм.

Подача топлива в цилиндры при максимальной частоте вращения коленчатого вала дизеля, например, Д-145Т ($n_{х.х}^{max} = 2200$ мин$^{-1}$) должна прекращаться через 10° (0,17 рад) поворота вала насоса от момента поступления сигнала с ДХ, т.е. через выбранный угол φ_1. В этом случае время задержки включения L1 равно:

$$t_з^{min} = \frac{\varphi_1}{\omega_{н.х.х}^{max}} = \frac{0{,}17}{110} = 0{,}0015 \text{ с}, \quad (3)$$

где $\omega_{н.х.х}^{max}$ — угловая скорость вала насоса на максимальном холостом ходу дизеля, рад/с.

Зная ёмкость "затвор-исток" VT2 и $t_з^{min}$, можно определить минимальное сопротивление резистора $R2_{min}$ (педаль "газа" не нажата):

$$R2_{min} = \frac{t_з^{min}}{3C_{gs}} = \frac{0{,}0015}{3 \cdot 4 \cdot 10^{-9}} = 125 \text{ кОм}, \quad (4)$$

где C_{gs} — ёмкость "затвор-исток" VT2, Фарад.

Максимальная величина $t_з$ имеет место при пуске дизеля, когда угловая скорость насоса составляет $\omega_{н.зап} = 5$ рад/с и педаль "газа" полностью нажата. При этом угол поворота вала насоса от поступления сигнала с ДХ до включения L1 должен составлять 50° (0,87 рад). Этот угол складывается из $\varphi_1 = 10°$ по углу поворота вала насоса; угла подъёма кулачка $\varphi_п = 20°$ по углу поворота вала насоса; угла поворота упоров (разность углов опережения впрыска при запуске, когда $\theta_{н.зап} = 0°$ от ВМТ и на номинальном режиме, $\theta_{н.N} = 40°$ по углу поворота коленчатого вала), т.е. $\Delta\varphi_у = 20°$ по

углу поворота вала насоса. И определяется она по следующей формуле:

$$t_з^{max} = \frac{\varphi_1 + \varphi_п + \Delta\varphi_у}{\omega_{н.зап}} = \frac{0{,}87}{5} = 0{,}1745 \text{ с}. \quad (5)$$

Имея максимальную величину задержки $t_з^{max}$, которую должна отрабатывать RC-цепочка блока управления, с учётом ёмкости C_{gs} можно оценить максимальное сопротивление переменного резистора R2 (педаль "газа" полностью нажата):

$$R2_{max} = \frac{t_з^{max}}{3\,C_{gs}} = \frac{0{,}1745}{3 \cdot 4 \cdot 10^{-9}} = 15 \text{ Мом}. \quad (6)$$

То есть переменный резистор R2 должен иметь диапазон от 125 кОм до 15 МОм.

Транзистор VT1 и диод VD1 необходимы для разрядки ёмкостей VT2 при отсутствии сигнала с ДХ.

Для управления шаговым электродвигателем (ДШИ), поворачивающим упоры, положение которых определяет угол опережения впрыска $\theta_н$ (по углу ПКВ), необходима схема с датчиком угловой скорости коленчатого вала дизеля или вала насоса. Однако эту функцию может выполнять тот же ДХ, если организовать в системе управления ДШИ (в процессоре) подсчёт импульсов тактового генератора, например, при наличии сигнала с ДХ или, наоборот, — при отсутствии сигнала. Число этих импульсов накапливает "счётчик" (Сч), т.е. управляемая ячейка памяти процессора. Число импульсов Сч обратно пропорционально угловой скорости вала насоса, т.е. чем быстрее вращается вал, тем меньше Сч, и наоборот. Также процессор должен иметь память (внутреннюю или внешнюю) для хранения программы управления и арифметико-логическое устройство (АЛУ), обеспечивающее сравнение, вычисление, считывание и запись данных.

Алгоритм работы программы процессора должен реализовывать связь между желаемым углом опережения впрыска $\theta_н$ (градусы ПКВ) и угловой скоростью коленчатого вала $\omega_д$ (рис. 3, *а*) или, что то же самое, связь между углом поворота вала шагового двигателя $\varphi_{ДШИ}$ (градус вала ДШИ) и числом импульсов тактового генератора в счётчике Сч (рис. 3, *б*).

Максимальный угол поворота $\varphi_{ДШИ}^{max}$ с учётом выбранного передаточного числа конического редуктора привода упоров насоса составляет:

$$\varphi_{ДШИ}^{max} = \Delta\varphi_у \cdot n_к = 20 \cdot 5{,}9 = 118 \text{ град}, \quad (7)$$

где $\Delta\varphi_у$ — максимальный угол поворота упоров ТНВД по углу вала насоса; $n_к$ — передаточное число конического редуктора привода упоров. При этом упоры ТНВД повернутся на $\Delta\varphi_у = 20°$ по углу поворота вала насоса, что соответствует $\theta_н = 40°$ по углу поворота коленчатого вала.

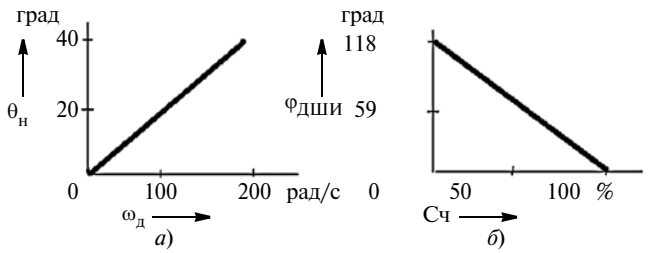


Рис. 3. Зависимость угла опережения впрыска от скорости

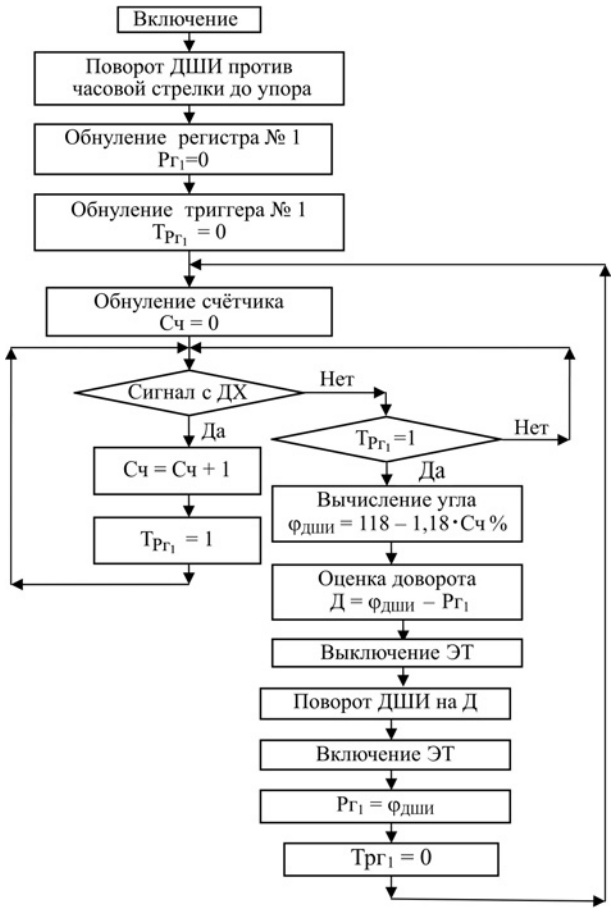


Рис. 4. Алгоритм управления упорами ТНВД

Аналитическая аппроксимация графика на рис. 3, *б* выражается зависимостью:

$$\varphi_{ДШИ} = 118 - 1{,}18 \cdot Сч\%. \quad (8)$$

Алгоритм работы программы процессора по управлению положением упоров представлен на рис. 4.

Система управления опережением впрыска (упорами) включает в себя помимо шагового электродвигателя электромагнитный тормоз (ЭТ), который на схеме управления показан в виде катушки L2. Этот тормоз должен надёжно фиксировать упоры при набегании на них кулачковой шайбы, так как окружные силы, стремящиеся повернуть упоры в сторону вращения вала насоса при максимальном давлении впрыска, ориентировочно могут составлять до десятой части сил давления топлива, т.е. примерно 750 Н.

Как показали результаты моделирования на ЭВМ, многоступенчатый впрыск можно обеспечить путём повышения быстродействия электроклапана ТНВД за счёт, например, увеличения напряжения электропитания с 14 до 50 или даже 70 V, что, кстати, имеет место в системах "Коммон рейл". Применение этого ТНВД с серийно выпускаемыми форсунками, например, ФД-22, позволит получать желаемые характеристики дизеля при существенно меньшей стоимости системы подачи топлива в сравнении с "Коммон рейл".

Литература

1. Кузнецов Е.В. Структура и выбор параметров перспективной топливной системы дизеля // Автомобильная промышленность. 2004. № 6. С. 13...16.

УДК 629.03-8:621.438.082:66.042.886

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО СОСТОЯНИЯ РЕГЕНЕРАТОРА АВТОМОБИЛЬНОЙ МИКРОТУРБИНЫ

Канд. техн. наук **А.А. АНДРЕЕНКОВ**, **А.А. ДЕМЕНТЬЕВ**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Рассмотрен способ организации охлаждения каркаса дискового регенератора автомобильной микротурбины подачей части закомпрессорного воздуха для снижения тепловой деформации, приведены результаты расчетного исследования.

Ключевые слова: *автомобильная микротурбина, регенератор.*

Andreyenkov A.A., Dementyev A.A.

RESULTS OF RESEARCH OF THE THERMAL STATE OF THE REGENERATOR OF VEHICLE MICROTURBINE

The organization of the cooling system of the vehicle microturbine regenerator wireframe to reduce its thermal deformation by flow of compressed air is reviewed, the results of computational research are presented.

Keywords: *vehicle microturbine, regenerator.*

В настоящее время интерес к автомобильным газотурбинным двигателям (АГТД) заметно усилился, что в определенной мере связано с деятельностью американской фирмы "Капстон турбин корп.", которая не только разрабатывает, но и выпускает экологичные газотурбинные установки мощностью от 30 кВт до 1 МВт (от 40 до 1300 л.с.), в отличие от мощных стационарных газотурбинных установок для большой энергетики они называются "микротурбинами".

Такие микротурбины применяются в силовых установках автотракторного назначения. Например, на 10 экологичных гибридных автобусах в г. Ньюкасл (Великобритания) были установлены именно микротурбины "Капстон С30" (многотопливные, теплообменник рекуперативный с тепловой эффективностью 0,68). Они служат для безостановочной подзарядки бортовых аккумуляторов (по сути, работают как турбогенераторы), что создаёт предпосылки для скорого применения микротурбин в качестве самостоятельных двигателей транспортных средств.

Россия с точки зрения использования микротурбин тоже не из последних, хотя работы по созданию АГТД и были начаты позже, чем за рубежом. За шесть последних десятилетий, в течение которых были и периоды активной деятельности (государственные программы создания ГТД для танков Т-80 и Т-90), и периоды стагнации и спорадического обращения к вопросу (со всплесками инженерного энтузиазма). Тем не менее к настоящему времени удалось добиться главного: у нас есть проектная и производственно-технологическая базы; годы исследовательской работы позволили сформулировать первоочередные задачи и пути их решения, что, при благоприятной политике, позволит транспортным микротурбинам составить полноценную конкуренцию поршневым двигателям [1].

Конечно, и за рубежом, и у нас в отношении производства микротурбин есть еще много нерешённых проблем. Одна из них — создание надежного, высокоэффективного, легкого и компактного теплообменника [2]. В случае АГТД большинство специалистов склоняется к вращающемуся теплообменнику, поскольку у него, по сравнению с рекуператором, есть ряд известных преимуществ [3]. Разделяя эту позицию, авторы далее рассматривают автомобильные микротурбины с вращающимися теплообменниками — регенераторами.

Регенераторы, дисковые или барабанные, позволяют подогреть закомпрессорный воздух до его поступления в камеру сгорания микротурбины теплотой газов, выходящих из каскада турбин. Тепловой поток, подведенный регенератором к воздуху, эквивалентен сэкономленному таким образом расходу топлива, поэтому эффективный КПД микротурбины существенно улучшается.

Что же касается вопроса: "дисковый или барабанный регенератор?", то дисковые регенераторы по условиям компоновки оказываются предпочтительнее барабанных; но у них есть существенный недостаток: каркас регенератора при нагреве может подвергнуться недопустимым пространственным деформациям — покоробиться, чтобы этого избежать, необходимо снижать его температуру.

Исключая специфические решения, не приемлемые для рассматриваемой задачи, внимание читателей обращается на два следующих способа уменьшения тепловых деформаций каркаса дискового регенератора автомобильной микротурбины.

Первый состоит в том, чтобы для изготовления каркаса применять материалы с различными коэффициентами линейного расширения: для торцевых поверхностей каркаса ("щеки") со стороны горячего теплоносителя (газа) использовать материал с низким коэффициентом линейного расширения, а со стороны холодного (закомпрессорный воздух) — наоборот, с высоким. Этот способ, по-видимому, весьма перспективен, но требует разработки материалов с заданными свойствами, затрагивая целое направление в материаловедении.

Второй способ заключается в подаче охлаждающего воздуха через специальные полости в каркасе. С этой целью на горячей стороне каркаса (со стороны газа) выполняются поперечные каналы для подачи охлаждающего воздуха (рис. 1). К жесткому каркасу *1* с ус-

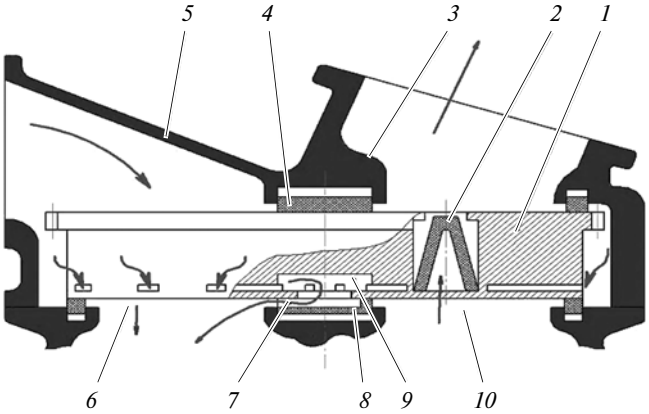


Рис. 1. Дисковый регенератор с воздушным охлаждением каркаса автомобильной микротурбины:

1 — каркас; *2* — теплопередающий элемент; *3* — газоотводящий патрубок; *4, 8* — уплотнение; *5* — воздухоподводящий патрубок; *6* — воздухоотводящий патрубок; *7* — канал; *9* — полость; *10* — газоподводящий патрубок

тановленными в нем теплопередающими элементами *2* примыкают патрубки: воздушные — подводящий (*5*) и отводящий (*6*) и газовые — подводящий (*10*) и отводящий (*3*). Между ними и каркасом установлены графитные уплотнения *4* и *8*.

Система охлаждения каркаса *1* состоит из выполненных на его горячей стороне каналов, входные отверстия которых сообщаются с воздушным подводящим патрубком *5*, а выходные отверстия через полость *9* и специальный канал *7* в уплотнении *8* — с воздушным отводящим патрубком *6*.

Холодный воздух за счет перепада давления на теплопередающих элементах с воздушной стороны теплообменника из воздушного подводящего патрубка *5* поступает в каналы, охлаждая горячую "щеку" каркаса. После этого он собирается в полости *9* и через специальный канал *7* в уплотнении *8* выходит в отводящий воздушный патрубок *6*.

Достоинствами этой схемы является, как видим, простота реализации и отсутствие специальных устройств для подачи охлаждающего воздуха. Однако при этом необходимо учитывать следующие аспекты, влияющие на её функционирование.

Во-первых, в связи с тем, что расход охлаждающего воздуха определяется перепадом давления на теплопередающих элементах, который, в свою очередь, зависит от режима работы двигателя и состояния теплопередающих элементов (загрязненность каналов), то при увеличении потерь давления эффективность охлаждения уменьшается.

Во-вторых, располагаемый перепад давления в этом случае довольно ограничен. Например, при степени повышения давления в компрессоре автомобильной микротурбины, равной 4,5, и всего лишь 1%-ных потерях давления в теплопередающих элементах максимальный располагаемый перепад давления составит не более 4,6 кПа.

В-третьих, давление охлаждающего воздуха на выходе из каналов системы охлаждения уменьшается, также часть охлаждающего воздуха, переносимая в газовую магистраль, не участвует в рабочем цикле микротурбины, что, естественно, влияет на её эффективный КПД.

В-четвертых, из-за уменьшения толщины металла в месте перехода "щеки" в стенку каркаса возрастает температурное сопротивление конструкции, и если охлаждение окажется недостаточным, температура "щеки" существенно возрастает, что недопустимо.

В-пятых, наличие воздушных каналов в "щеке" увеличивает габаритные размеры и массу каркаса теплообменника.

Все перечисленное требует очень внимательного исследования теплового состояния регенератора путем моделирования течения воздуха в регенераторе с использованием программного комплекса FLUENT, что и было сделано авторами.

В качестве расчетной области (для уменьшения времени машинного счета) они рассмотрели сектор (рис. 2) каркаса теплообменника с воздушными каналами, подача компрессора микротурбины составляла 2 кг/с, а теплофизические параметры поступающего для охлаждения каркаса воздуха соответствовали

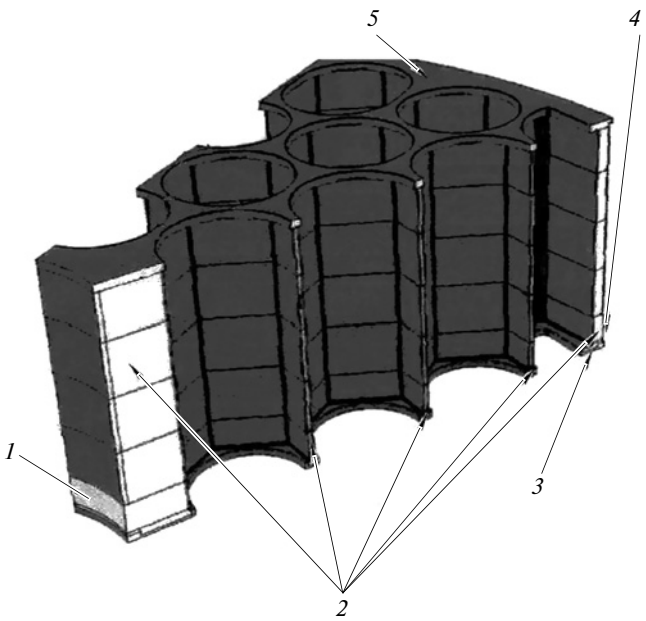


Рис. 2. Расчетная модель охлаждаемого каркаса регенератора:
1 — вход охлаждающего воздуха; *2* — условие симметрии; *3* — горячая "щека"; *4* — выход охлаждающего воздуха; *5* — холодная "щека"

условиям на выходе из компрессора двигателя: давление — 0,456 МПа, температура — 453 К (180 °С); перепад давления между входом в центре диска и выходом на периферии диска регенератора — 2 кПа.

Значение коэффициента теплоотдачи на внешних поверхностях горячей "щеки" принималось равным среднему арифметическому значению коэффициентов теплоотдачи по газу и воздуху, а температура — среднему арифметическому значению температуры газа на входе в теплообменник и воздуха на выходе из него. В итоге коэффициент теплоотдачи наружной поверхности горячей щеки составил 170 Вт/м^2, торцевой поверхности горячей "щеки" — 142,5 Вт/м^2, температура — 927,8 К (654,6 °С). На внутренних поверхностях каркаса конвекция не учитывалась.

В ходе исследования было установлено, что в распределении температур по радиусу имела место существенная неравномерность, а средняя температура составляла ~783 К (510 °С), что существенно ниже температуры каркаса без охлаждения. Температура же на внешнем радиусе теплообменника оказалась ~823 К (550 °С), т. е относительное её снижение составило менее 10 %, что указывает на невысокую эффективность охлаждения данного участка. По-видимому, это связано с тем, что температура воздуха в указанной зоне существенно повышается и достигает почти 673 К (400 °С), тогда как на входе в каналы охлаждения она не превышает 453 К (180 °С). Средний коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности горячей "щеки" каркаса теплообменника — 26,15 Вт/(м^2 К), средняя температура этой поверхности — 863 К (590 °С).

Расход воздуха, обеспечивающий функционирование рассмотренного варианта охлаждения, равен 0,1127 кг/с — 5,6 % подачи компрессора микротурбины — и является, несмотря на несколько завышенное значение (предполагалась величина до 5%), вполне приемлемым вариантом.

Результаты исследований позволяют сформулировать следующие выводы и рекомендации.

Рассмотренная система охлаждения позволила снизить среднюю температуру каркаса дискового регенератора до 843 К (570 °С). При этом деформации каркаса теплообменника оказываются приемлемыми для эффективной работы уплотнений и функционирования регенератора в составе автомобильной микротурбины, а невысокие уровни температур и напряжений в каркасе позволяют использовать в конструкции сравнительно недорогие материалы, что в итоге благоприятно отразится на стоимости микротурбины.

Литература

1. Полонский В.А., Шипилов В.В., Поскачей А.П., Шелест А.А, Малинин С.И., Кравченко П.Д. Тенденции развития специальных колесных шасси и тягачей военного назначения. Информационно-технический сборник. Бронницы: 21 Научно-исследовательский испытательный институт Минобороны России, 2007. — С. 417.
2. Кустарев Ю.С., Костюков А.В., Плыкин М.Е. Повышение эффективности газотурбинных установок // Известия Московского государственного технического университета "МАМИ". 2009. Т. 1. № 2. — С. 31—38.
3. Иванов В.Л., Леонтьев А.И., Манушин Э.А., Осипов М.И. Теплообменные аппараты и системы охлаждения газотурбинных и комбинированных установок: Учебник для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003. — С. 592.

УДК 681.5.017+ 681.5.075

АЛГОРИТМ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ СОСТОЯНИЯ КОНТАКТА КОЛЕСА С ДОРОЖНЫМ ПОКРЫТИЕМ

Канд. техн. наук **В.П. ЛАПШИН**, **И.А. ТУРКИН**
Донской ГТУ (904. 500-66-53)

Рассмотрены вопросы математического описания влияния координат вертикального положения центра масс кузова транспортного средства на площадку контакта колеса с поверхностью дороги.

Ключевые слова: *модель в координатах состояния, взаимосвязь координат состояния, проскальзывание, режим тяги, динамика транспортного средства.*

Lapshin V.P., Turkin I.A.

ALGORITM FOR DIAGNOSIS STATUS WHEEL CONTACT WITH THE ROAD SURFACE

The problems of the mathematical description of the effect of the coordinate of the vertical position of the center of mass of the vehicle body, the pitch wheel contact with the road surface are considered.

Keywords: *model coordinates the state, the relationship of the state coordinates, slippage, traction mode, the dynamics of the vehicle.*

Явление "проскальзывание колеса относительно поверхности дороги (рельса)" достаточно хорошо изучено, но его смысл специалистами интерпретируется неодинаково. При этом наиболее широко распространенным подходом к его описанию является подход, который основан на обработке усредненных экспериментальных данных, характеризующих зависимость силы тяги от разницы между скоростью прямолинейного движения центра масс и угловой скоростью вращения колеса (с учетом радиуса) [1]. Однако и этот и другие подходы, основанные на том, что проскальзывание колеса есть следствие его геометрических особенностей и опорной поверхности, не позволяют описывать взаимодействия координат системы в контактной зоне. Причина в том, что силовая реакция, возникающая вследствие такого взаимодействия, представляет собой сложную нелинейную зависимость, которая не может быть описана только на основе учета геометрических особенностей колеса и поверхности дороги. Здесь, по мнению авторов статьи, нужен иной подход, суть которого, если коротко, сводится к следующему.

В классической механике различают силы трения сцепления, качения, скольжения и, в простейшем случае, считают, что они — функции нормально приложенной нагрузки [1]. Но если учесть то, что на современых автотранспортных средствах применяется, как правило, независимая подвеска, а колёса обладают упругодиссипативными возможностями реагирования на нормально приложенную нагрузку [2], то можно говорить о необходимости описания колебания вертикальных сил и учёта влияния на эти колебания кординат углового и поступательного движения колеса.

Рассмотрим, как это можно выполнить. И начнем с моделирования вертикальных колебаний центров масс автотранспортного средства и его колеса.

При движении АТС по неровной опорной поверхности оба этих центра совершают вертикальные колебания, которые во многом определяют размеры площади контакта и, следовательно, тяговую характеристику, реализуемую в зоне этого контакта [3]. Допустим, далее, что АТС представляет собой механическую систему, которую можно представить в виде простейшей двухмассовой модели (рис. 1), которая тоже достаточно изучена. Например, в работе [4] рассмотрены вертикальные колебания экипажа с двухступенчатым подвешиванием. Правда, в нашем случае придется учесть необходимость математического описания упругодиссипативных характеристик колеса и связи вертикальных колебаний с координатами углового и поступательного движения колеса.

Так, на рис. 1 горизонтальными пунктирными линиями $z_1(x)$ и $z_2(x)$ отмечены уровни, соответствующие положению статического равновесия центров масс кузова и колеса. При этом будем считать: если центр масс кузова или колеса находится выше положения статического равновесия, то их координаты $z_1(x)$ и $z_2(x)$ больше нуля, а если ниже, то — меньше.

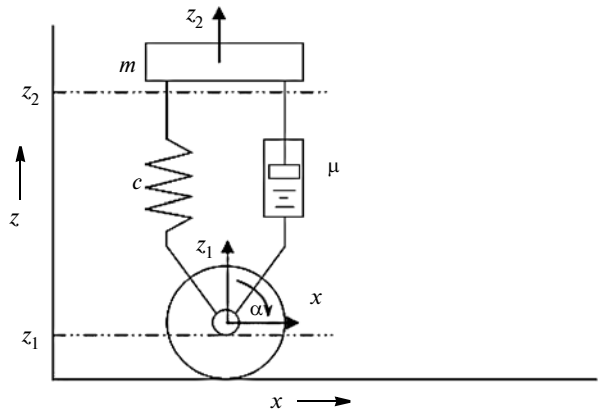


Рис. 1. Двухмассовая модель транспортного средства

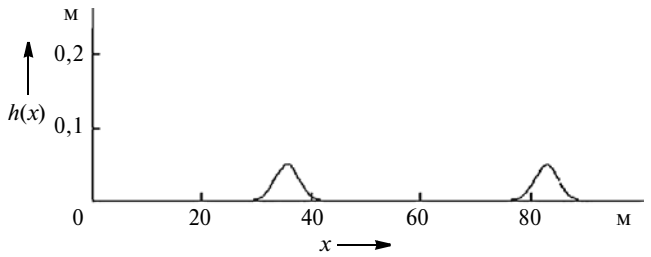


Рис. 2. Путь, проходимый колесом

Очевидно, что вертикальные колебания кузова однозначно определяются координатой z_2, а вертикальные колебания центра масс колеса — координатой z_1. И также очевидно, что рассматриваемая механическая система вдоль оси z имеет две степени свободы, т.е. $S = 2$.

При таких исходных данных модель системы будет иметь вид формул № 1. И если эти уравнения решить относительно координат z_1 и z_2, то получим формулы № 2.

Как видно из этих формул, вертикальное движение центра масс колеса (координата z_1), кузова (координата z_2) носит колебательный характер. При этом понятно, что площадка контакта колеса с опорной поверхностью связана только с координатой z_1. Иначе говоря, размер площадки контакта будет зависеть от значений z_1.

Такова "физика" рассматриваемой проблемы.

Для математического моделирования процессов, описывающих динамику вертикальных движений центров масс кузова и колеса, требуется ввести функцию, характеризующую неровность $h(x)$ опорной поверхности. Для этого предположим, что речь идет о некотором дорожном покрытии, имеющем неровности (возвышенности), появляющиеся по ходу движения АТС через одинаковое расстояние. Наиболее наглядный тому пример — железнодорожное полотно (рельсы соединены через каждые 25 м), мосты, уложенные плитами длиной 20...25 м и т.д. В качестве функции, которая описывает подобные закономерности, может быть функция, выраженная формулой № 3, график которой для $a = 5 \cdot 10^5$, $b = 10 \cdot 10^7$ и $\nu = 25$ показан на рис. 2.

Из этого рисунка видно, что по мере движения колеса периодически возникают неровности, реакцией на которые и будут вертикальные колебания кузова АТС. В формулу № 3, как видим, входит частная производная от $h(x)$, которая будет соответствовать формуле № 4. Таким образом, общая математическая модель системы, описывающей вертикальные колебания центров масс кузова и колеса, будет включать формулы № 1, 3 и 4.

Для моделирования в среде Matlab примем, что скорость v_a движения АТС составила 5 м/с (18 км/ч), значение k_ω равно 0,001, параметры подвески возьмем на основе анализа, приведенного в работе [3], и метода, изложенного в работе [4]. Тогда для "среднего" АТС будет справедливо $m_1 = 300$ кг, $m_2 = 20$ кг, что соответствует нагрузке на колесо, $c_{кол} = 80$ кН/м, $c = 10$ кН/м, $\mu_{кол} = 200$ кН/(м/с), $\mu = 5$ кН/(м/с). Подставив эти параметры в модель, получим характеристики вертикальных колебаний кузова и центра масс колеса (рис. 3).

Как видно из этого рисунка, колебания (подпрыгивания) колеса на неровностях опорной поверхности при этой скорости могут привести к потере контакта с ней, так как для рассматриваемого случая $\delta_{ст.z_1} = 0{,}062$. В реальных же условиях с увеличением скорости движения АТС амплитуда колебаний центра масс колеса (подпрыгивания) растёт.

Теперь проверим модель, приведенную выше, на адекватность и увеличим скорость движения в 2 раза, т.е. до 10 м/с, или 36 км/ч. Результаты такой проверки приведены на рис. 4. Его анализ показывает: при скорости 10 м/с амплитуда колебаний и частота увеличились и появились моменты времени, когда контакт колеса с опрной поверхностью действительно отсутствует. Интерес представляют такие вертикальные колебания кузова при условии, что центр масс колеса перемещается в соответсвии с представленными на рис. 3 и 4 результатами. Их иллюстрирует рис. 5, который подтверждает, что кузов, имеющий независимую подвеску, слабо отрабатывает колебательную нагрузку, идущую со стороны колеса. Правда, с увеличением скорости движения АТС амплитуда колебаний центра масс кузова тоже растёт, но скорость увеличения этой амплитуды меньше скорости увеличения амплитуды колебаний колеса.

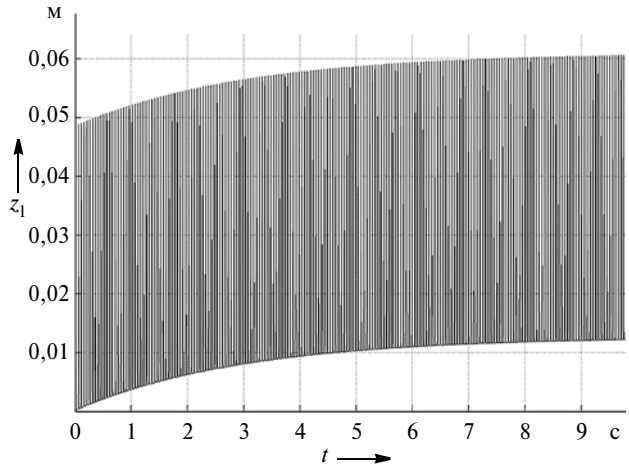


Рис. 3. Колебания центра масс колеса при скорости 5 м/с

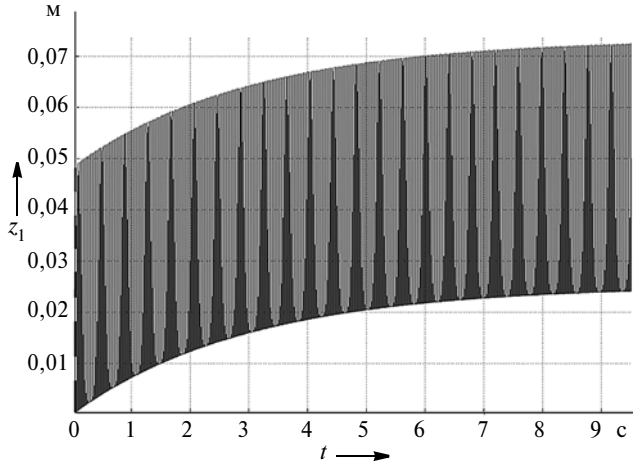


Рис. 4. Колебания центра масс колеса при скорости 10 м/с

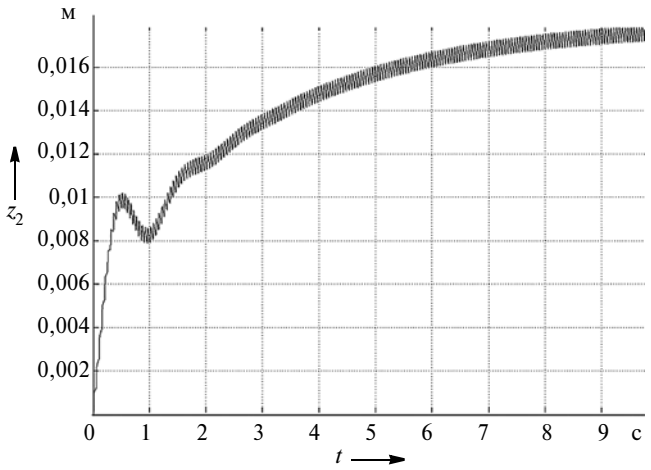


Рис. 5. Колебания центра масс кузова при скорости 5 м/с

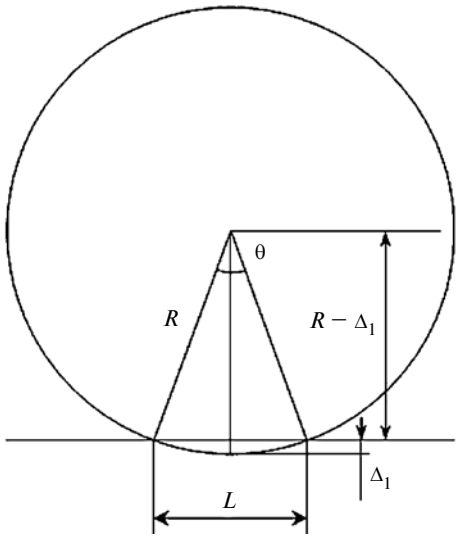


Рис. 6. Модель формирования площадки контакта

Как видим, разработанная модель вполне адекватна, т.е. качественно соответствует реальным колебательным процессам, происходящим с АТС.

Для описания процессов, происходящих в контакте колеса с опорной поверхностью, необходимо учитывать, что реальные контактные взаимодействия осуществляются не в точке касания колеса поверхности, а на некоторой площадке, имеющей, согласно проведённым исследованиям и принятым предположениям, элиптическую форму (рис. 6). (На этом рисунке R — радиус колеса, θ — угол между двумя прямыми, соединяющими центр колеса с двумя противоположными краями площадки контакта, Δ_1 — величина, характеризующая степень деформации колеса под действием нормально приложеной нагрузки и математически описываемая формулой № 4, L — длина площадки контакта.) С учётом принятых на рисунке обозначений можно определить угловую величину θ сектора колеса, принимающего участие в контакте (формула № 5).

Из этой формулы следует, что угловая величина θ сектора колеса, принимающего участие в контакте, есть функция от степени Δ_1 деформации колеса, которая, в свою очередь, функционально зависит (см. формулу № 4) от угловой скорости ω вращения колеса, пути x и координаты z_1 вертикального положения центра масс колеса. Однако для значений $\Delta_1 \ll R$ значение θ с достаточной степенью точности можно подсчитывать и по формуле № 6.

Теперь вернемся к вопросу проскальзывания колеса. Он наиболее полно исследован в железнодорожной технике, где силу тяги оценивают как функцию проскальзывания, под которым понимают статистическую разницу между скоростями движения центра масс колеса и линейной скоростью его поверхности. Часть этой разницы обусловлена обкаткой колеса, т.е. его деформацией под действием вертикальной силы, и результатом такой деформации выступает площадка контакта (см. рис. 6). Величина этого проскальзывания оказывается переменной (рис. 7), и с ней коррелируется силовая характеристика, обеспечивающая продольное движение центра масс колеса.

Из рис. 7 вытекает, что силовая характеристика, обеспечивающая тангенциальное движение центра масс колеса, носит не только переменный, но и существенно нелинейный характер. На этой характеристике можно отметить наличие трех зон, в которых происходит движение системы "колесо—опорная поверхность". В первой зоне, "чистое качение", сцепление колеса с опорной поверхностью хорошее, хотя проскальзование в этой зоне все-таки есть, т.е. скорость и путь, пройденный центром масс колеса, будут меньше скорости и пути, пройденного его поверхностью. Оно незначительно и вызвано самыми различными факторами — от геометрической неточности колеса [1—2, 6], до упрогопластического смещения в колесе и (или) в рельсе. Вторая зона обозначена как точка насыщения, характеризующая переход от сцепления к скольжению поверхности колеса относительно дороги. Третья зона — зона чистого скольжения колеса относительно опорной поверхности дороги (в железнодорожной технике — режим боксования).

Проблема, связанная с интерпретацией рис. 7, по мнению авторов, обусловлена кризисом классической механики: попытки объяснить возникающие эффекты только с позиции сил и моментов, оказываются неудачными. Поэтому они предлагают следующий подход к преобразованию углового движения колеса в продольное движение центра его масс.

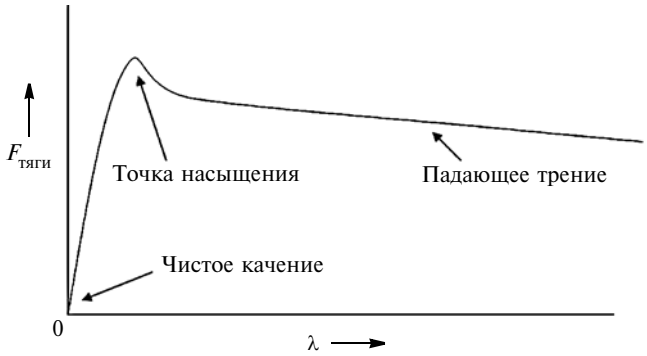


Рис. 7. Зависимость тангенциальных усилий от проскальзывания

Колесо, находясь в контакте с опорной поверхностью, т.е. сформиров площадку контакта (см. рис. 6), пытается вращаться, но контакт мешает этому. В результате деформируются и само колесо, и опорная поверхность. Эти деформационные изменения вызывают реакции как в зоне контакта, так и через рычаг в центре масс колеса, что в конечном итоге и приводит к движению АТС.

Такой подход отличается от общепринятого описанием тяговой характеристики, как реакции на деформационные изменения, а не как на момент, мгновенно преобразующийся в силу. В итоге появлется новый параметр — время, которое требуется для формирования площадки контакта и преобразования углового движения колеса в продольное. Из-за этого между угловым и продольным движением возникает некоторое временное запаздывание, которое и объясняет эффект проскальзывания. (Естественно, чем больше такое запаздывание, тем сильнее деформационные изменения и тем больше реакция на эти изменения.)

Характеристика, представленная на рис. 7, в первой зоне имеет нарастающий характер. Вторая зона (точка насыщения) обусловлена ограниченностью площадки контакта (см. формулу № 5) и зоны упругой деформации. Так или иначе деформационные изменения в системе "колесо—опорная поверхность" ограничены углом, описываемым той же формулой № 5, т. е. при проскальзывании, выходящим за эти ограничения, все точки колеса, находившиеся в сформированном ранее контакте, выйдут из него. После чего тяговая характеристика перейдет из первой зоны, минуя вторую, в третью зону. И здесь она приобретает падающий характер, и одна из причин этого связана с тем, что время формирования площадки контакта при увеличении скорости вращения колеса будет уменьшаться, следовательно, снизятся ее угловая характеристика (см. формулу № 5) и степень угловых деформаций колеса, преобразуемых в силовую характеристику.

Время Δt существования площадки контакта можно связать с ее угловой характеристикой θ и угловой скоростью вращения колеса (формула № 6).

Динамика изменения угловой характеристики моделировалась с вариацией начальных условий по вертикальному положению центра масс кузова, т.е. анализировалось влияние вертикальных колебаний на существование площадки контакта. Результаты этого моделирования (рис. 8), говорят о том, что при некоторых начальных условиях значения θ угловой характеристики могут уходить в отрицательную область, что на практике означает срыв контакта или переход тяговой характеристики (см. рис. 7) в зону относительного скольжения. Но такой режим, безусловно, вреден для транспортных систем, поэтому задача сравнительного анализа характеристик нормального и тангенциального смещения в контакте колеса и дороги весьма актуальна. Чтобы ее решить, авторы проанализировали модель в различных режимах работы и оценили влияние колебаний как кузова АТС, так и колеса на динамику площадки контакта. Для этого угловая характеристика $\Delta\alpha$ проскальзывания была представлена в виде формулы № 7. Как видим, зависимость носит интегральный характер, решение интеграла дает формула № 8.

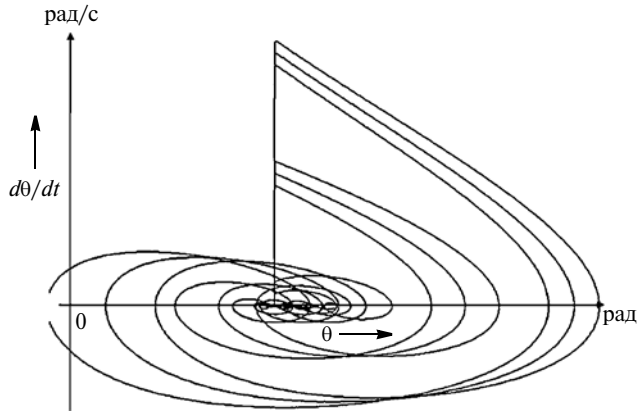


Рис. 8. Результаты моделирования динамики системы без неровностей

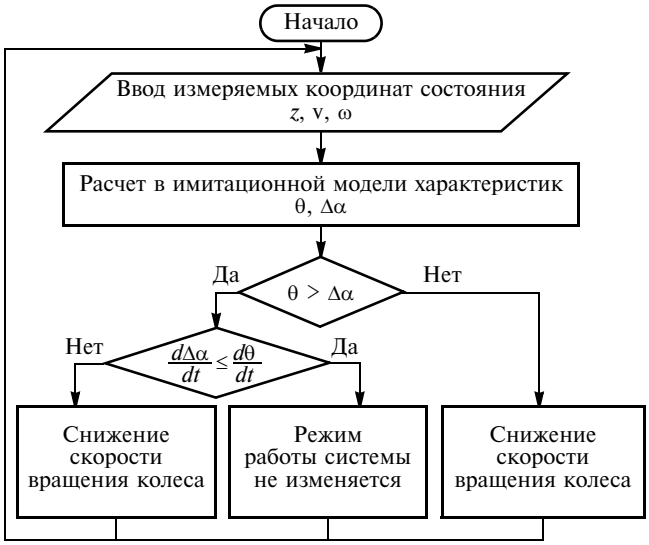


Рис. 9. Алгоритм диагностирования сцепления

Но для дальнейших рассуждений интерес представляет не только значение $\Delta\alpha$, но то, как это значение изменяется во времени, т.е. производной $\frac{d\Delta\alpha}{dt}$ (формула № 9). Далее. С учетом принятых ранее допущений можно записать формулу № 10. Тогда, скорость изменения Δt примет вид формулы № 11, которая и является уравнением связи координат состояния при формировании реакций в контакте колеса с опорной поверхностью. То есть она же вместе с формулой № 9 представляют собой уравнения, описывающие динамику контактного взаимодействия и, как следствие, динамику всей системы.

Анализируя их, можно, как и по любой математической модели, установить многое. Например, доказать: что, для того, чтобы система не переходила в режим буксования, достаточно, чтобы координата проскальзывания не превышала угловую характеристику площадки контакта и т.д. Разработанная авторами математическая модель позволяет сравнить эти характеристики в реальном масштабе времени, для чего требуется постоянное измерение как угловой и продольной скоростей колеса, так и координаты z_1. В качестве примера на рис. 9 приведен алгоритм такого диагнос-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$m_1\frac{d^2z_1}{dt^2} = -c_{кол}z_1 + c_{кол}h(x) + c_{кол}k_\omega\omega + cz_2 - cz_1 -$ $- \mu_{кол}\frac{dz_1}{dt} + \mu_{кол}\frac{\partial h(x)}{dx}\frac{dx}{dt} + \mu_{кол}k_\omega\frac{d\omega}{dt} + \mu\frac{dz_2}{dt} - \mu\frac{dz_1}{dt}$; $m_2\frac{d^2z_2}{dz_2} = -cz_2 + cz_1 - \mu\frac{dz_2}{dt} + \mu\frac{dz_1}{dt}$	m_1, m_2 — массы кузова и колеса соответственно; c, $c_{кол}$ — жесткость подвески и колеса соответственно; $h(\omega)$ — функция, описывающая неровности опорной поверхности; ω — угловая скорость колеса; k_ω — коэффициент, связывающий эффект всплытия колеса при увеличении скорости движения; $\mu_{кол}$ — коэффициент, характеризующий диссипативные свойства колеса; μ — коэффициент, характеризующий диссипативные свойства подвески
2	$m_1\frac{d^2z_1}{dt^2} + (\mu_{кол} + \mu)\frac{dz_1}{dt} + (c_{кол} + c)z_1 =$ $= c_{кол}h(x) + c_{кол}k_\omega\omega + cz_2 + \mu_{кол}\frac{\partial h(x)}{dx}\frac{dx}{dt} + \mu_{кол}k_\omega\frac{d\omega}{dt} + \mu\frac{dz_2}{dt}$; $m_2\frac{d^2z_2}{dt^2} + \mu\frac{dz_2}{dt} + cz_2 = cz_1 + \mu\frac{dz_1}{dt}$	—
3	$h(x) = \frac{a^{\sin(\upsilon x)}}{b}$	υ — величина, характеризующая частоту возникновения неровностей на опорной поверхности; a, b — параметры, отношение которых характеризуют амплитуду этих неровностей
4	$\frac{\partial h(x)}{\partial x} = \frac{\upsilon a^{\sin(\upsilon x)}}{b}\ln(a)\cos(\upsilon x)$	—
5	$\theta = 2\arcsin\left[\sqrt{\frac{\Delta_1}{R^2}(2R - \Delta_1)}\right]$	—
6	$\Delta t = \frac{\theta}{2\omega}$	—
7	$\Delta\alpha = \int\limits_{t-\Delta t}^{t}\left(\omega - \frac{v}{R}\right)dt$	v — продольная скорость центра масс колеса; R — радиус колеса
8	$\Delta\alpha = \alpha(t) - \alpha(t - \Delta t) - \frac{x(t)}{R} + \frac{x(t + \Delta t)}{R}$	$\alpha(t)$ — текущий угол поворота колеса; $\alpha(t - \Delta t)$ — угол поворота колеса в начале формирования площадки контакта; $x(t)$ — текущая координата центра масс колеса; $x(t - \Delta t)$ — координата центра масс колеса в начале формирования площадки контакта
9	$\frac{d\Delta\alpha}{dt} = \omega(t) - \omega(t - \Delta t)\left[1 - \frac{d\Delta t}{dt}\right] - \frac{V(t)}{R} + \frac{V(t - \Delta t)}{R}\left[1 - \frac{d\Delta t}{dt}\right]$	$\frac{d\Delta t}{dt} = \frac{d\theta}{dt}\Big/2\frac{d\omega}{dt}$
10	$\frac{d\theta}{dt} = 2\frac{d\Delta_1}{dt}\frac{\left[\frac{1}{R} - \frac{\Delta_1}{R^2}\right]}{\sqrt{\frac{\Delta_1}{R^2}(2R - \Delta_1)}}$	$\frac{d\Delta_1}{dt} = \frac{dz_1}{dt_1} - \frac{\partial h(x)}{dt}\frac{dx}{dt} - k_\omega\frac{d\omega}{dt}$
11	$\frac{d\Delta t}{dt} = \left(\frac{dz_1}{dt_1} - \frac{\partial h(x)}{dt}\frac{dx}{dt} - k_\omega\frac{d\omega}{dt}\right) \times$ $\times \frac{\left(\frac{1}{R} - \frac{(-\delta_{ст z_1} + z_1 - h(x) - f(\omega))}{R^2}\right)}{\sqrt{\frac{(-\delta_{ст z_1} + z_1 - h(x) - f(\omega))}{R^2}(2R - (-\delta_{ст z_1} + z_1 - h(x) - f(\omega)))}}\Bigg/\frac{d\omega}{dt}$	$\delta_{ст z_1} = \frac{(m_1 + m_2)g}{c_1}$ — статическая деформация (осадка) колеса под действием веса кузова и колеса

тирования сцепления. В нем под вводом измеряемых координат состояния понимается реализация некоторой измерительной системы, которая должна в текущем времени контролировать координаты v_x (скорость поступательного движения АТС), z_2 (вертикальное положение центра масс кузова) и ω (угловая скорость вращения колеса). Измерение этих координат для современных измерительных систем, очевидно, особого труда не представляет.

Литература

1. Розенфельд В.Е., Исаев И.П., Сидоров Н.Н., Озеров М.И. Теория электрической тяги: М.: Транспорт, 1995. — 294 с.
2. Яценко Н.Н., Капанадзе Г.Н., Рыков С.П. и др. Колебания подвески с учетом поглощающей способности шин при случайном возмущении // Автомобильная промышленность 1979. № 1. С. 16—19.
3. Харрис У.Дж., Захаров С.М., Ландарен Дж., Торне Х., Эберсен В. Обобщение передового опыта тяжеловесного движения: вопросы взаимодействия колеса и рельса: М.: Интекст, 2002. — 408 с.
4. Гура Г.С. Качение тел с трением. Фретинг: Сочи: Дория, 2009. — 294 с.

УДК 629.1.066

ЭЛЕКТРОННОЕ РЕЛЕ УКАЗАТЕЛЕЙ ПОВОРОТА И АВАРИЙНОЙ СИГНАЛИЗАЦИИ АВТОМОБИЛЯ

К.А. ЕГОРОВ, канд. техн. наук **В.И. КОРОТКОВ**, **В.П. ХОРТОВ**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Описывается проект электронного реле сигналов для указателей поворота с функцией переключения цепи, который имеет название реле-прерыватель указателей поворота и аварийной сигнализации автомобиля.

Ключевые слова: *электронное реле, реле-прерыватель, указатель поворота, аварийная сигнализация, автомобили, модернизация.*

Egorov K.A., Koronkov V.I., Khortov V.P.
ELECTRONIC RELAY OF TRAFFICATORS AND HAZARD LIGHT OF CARS

The project of electronic relay of signals is described for trafficators with a shuffle of chain function, which has the name relay-breaker of trafficators and hazard light of car is considered.

Keywords: *electronic relay, rele-breaker, trafficator, hazard light, cars, modernization.*

Электрооборудование современных автомобилей и тракторов — сложная система, обеспечивающая улучшение условий труда водителей, автоматизацию рабочих процессов, безопасность движения. От его надежности в большой степени зависит эффективность эксплуатации техники. В настоящее время в связи с развитием новых технологий уделяется большое внимание повышению качества выпускаемой продукции и освоению новых, более прогрессивных изделий электрооборудования автомобилей, имеющих высокий уровень потребности и качества при эксплуатации.

В статье рассматривается вопрос проектирования электронного реле сигналов для указателей поворота с функцией переключения цепи, который назван реле-прерыватель указателей поворота и аварийной сигнализации автомобиля.

Для решения этой задачи был проведен анализ и патентной информации, и существующих конструкций реле указателей поворота. На основании полученной информации было спроектировано электронное реле сигналов для указателей поворота, удовлетворяющее требованиям отечественного стандарта и международным правилам [1]. По международным требованиям частота вспышек света должна быть постоянна и лежать в пределах до 120 включений в минуту, что соответствует 1,5 ± 0,5 Гц. Время от момента включения указателя поворота до появления первого проблеска не должно превышать 1 с.

Электромагнитное реле, как известно, представляет собой электромагнит с якорем и переключатель. В исходном положении якорь удерживается пружиной. При подаче управляющего сигнала электромагнит притягивает якорь, преодолевая её усилие, и замыкает или размыкает контакты в зависимости от конструкции реле. После отключения управляющего напряжения пружина возвращает якорь в исходное положение. В некоторые модели могут быть встроены электронные элементы. Это резистор, подключенный к обмотке катушки для более чёткого срабатывания реле, или конденсатор, включенный параллельно контактам для снижения искрения и помех.

Электромагнитное реле имеет множество недостатков: в случае долгой его эксплуатации при коммутации силовых цепей в предельных режимах происходит искрение, при замыкании или размыкании контактов между ними создается нагар и из-за этого, возможно, исполнительное устройство перестает работать или работает некорректно. При этом в силовых цепях может повышаться потребляемый ток (при плохом контакте ток электродвигателя или лампы становится импульсно-пусковым), что влечет разогрев мест плохого контакта в коммутируемых цепях и, как следствие, оп-

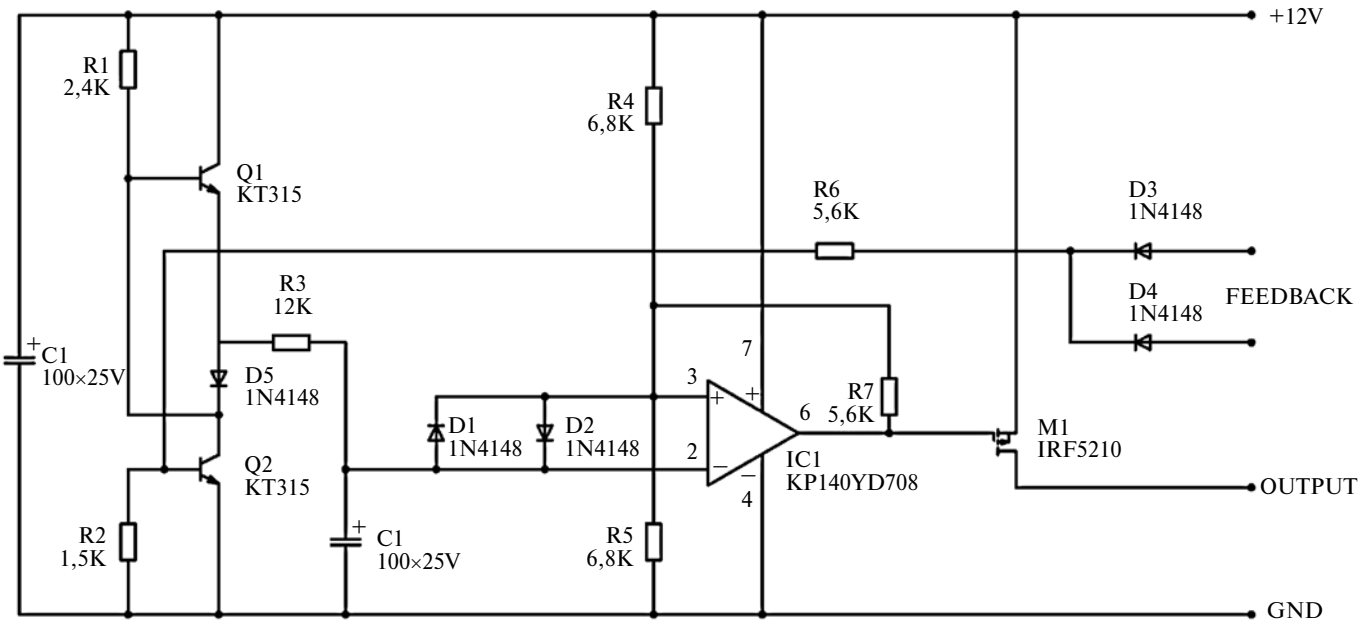


Рис. 1. Принципиальная схема реле указателей поворотов

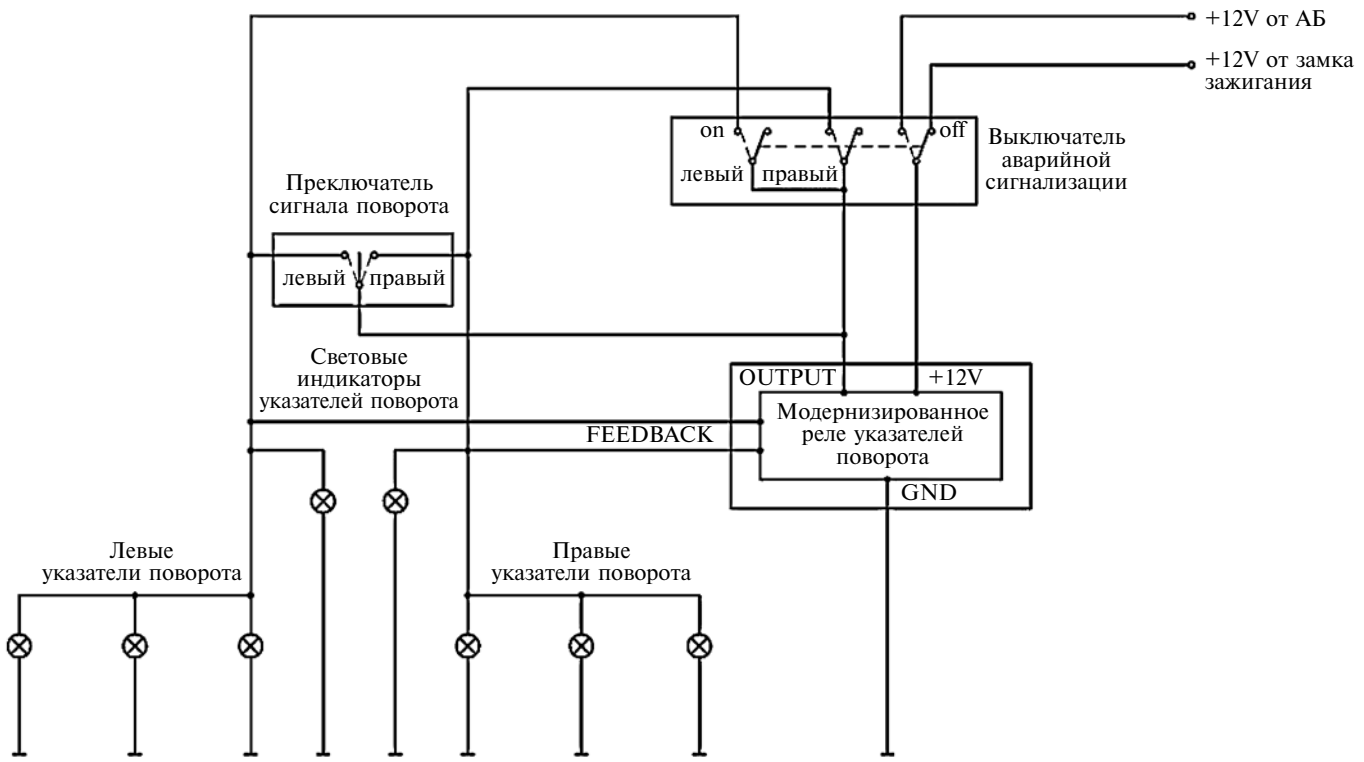


Рис. 2. Схема подключения разработанного электронного реле указателей поворота

лавление пластмассовых деталей крепления контактов. В результате контакты смещаются, искрение усиливается, что еще больше разогревает место контакта. Еще одна из наиболее распространенных проблем электромагнитного реле — короткое замыкание, которое приводит к выходу его из строя.

В настоящее время на автомобилях находят применение электронные реле указателей поворота, лишенные этих недостатков и обладающие рядом новых достоинств.

Принципиальная схема нового электронного реле указателей поворота, разработанного авторами, приведена на рис. 1. Такая схема способна работать как с обычными лампами накаливания, так и со светодиодами, которые находят все более широкое применение благодаря своей надежности и экономичности [2].

Известно, что если при штатном реле указателей поворота вместо традиционных ламп накаливания указателей поворота установить светодиодные, то частота мигания резко возрастает. Для предотвращения этого приходится устанавливать нагрузочные сопротивления, что сводит на нет экономию энергии и делает систему неуниверсальной: использовать обычные лампы в ней уже невозможно.

В разработанной схеме частота миганий не зависит от нагрузки, поэтому в ней можно использовать как лампы, так и светодиоды. Изменение частоты мигания указателей поворота в данном реле осуществляется за счет изменения значения резистора R3: чем меньше сопротивление, тем чаще мигание указателей поворотов.

Часто при манёврах очень важно, чтобы момент включения переключателя сигналов поворота совпадал с моментом загорания лампы указателей поворота. И чтобы модернизированное реле работало как штатное, т.е. в момент включения переключателя сигналов поворота лампочка горит, а затем гаснет, а не наоборот, в схему были добавлены два добавочных вывода обратной связи — один на левый, другой на правый борт указателей поворота (рис. 2). Эти выводы можно подвести от двух световых индикаторов указателей поворота с панели приборов или от контактов переключателя сигналов поворота.

Предложенная схема электронного реле указателей поворота повышает потребительские качества системы указателей поворота и аварийной сигнализации автомобиля за счет расширения её функциональных свойств, позволяя использовать в схеме указателей поворота как светодиоды, так и традиционные лампы накаливания. Схема удовлетворяет всем требованиям ГОСТ.

Действие разработанного электронного реле указателей поворота было продемонстрировано на научно-технической конференции в Московском государственном машиностроительном университете (МАМИ) в 2014 г.

Литература

1. ГОСТ Р51709—2001. Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки.
2. Система освещения автомобиля: В.Н. Ашанин, В.И. Коротков, С.Е. Ларкин. — Пенза: издательство ПГУ, 2012 — 258 с.

УДК 620.182-620.192

ФРАКТОДИАГНОСТИКА ОСКОЛЬЧАТОГО РАЗРУШЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОВОГО БАЛЛОНА

Д-р техн. наук **С.П. ЯКОВЛЕВА**, канд. техн. наук **С.Н. МАХАРОВА**
Институт физико-технических проблем Севера имени В.П. Ларионова СО РАН
(4112. 39-05-77)

Приведены результаты исследования природы и причин преждевременного катастрофического разрушения автомобильного металлопластикового газового баллона.

Ключевые слова: *автомобильный газовый баллон, зимняя эксплуатация, легированная сталь, стеклопластиковый композит, оскольчатое разрушение, фрактография, усталостная трещина.*

Yakovleva S.P., Makharova S.N.

FRACTOGRAPHIC ANALYSIS OF SPLINTERED DESTRUCTION OF AN AUTOMOBILE GAS CYLINDER

Results of reseaches nature and causes of premature catastrophic destruction of an automobile metal-plastic gas cylinder are investigated are shown.

Keywords: *automobile gas cylinder, the winter operation, the alloyed steel, fiberglass composite, splintered destruction, fractography, fatigue crack.*

Экономическая эффективность и экологическая безопасность сжатого природного газа как моторного топлива уже доказаны ведущими учеными России и других стран [1, 2 и др.]. Однако с безопасностью эксплуатации таких топливных систем не все так просто: к сожалению, отмечаются случаи аварийных разрывов газовых баллонов на АТС, в том числе и на автобусах. Отсюда — актуальность задачи выявления причин разрушений баллонов для автомобильного топлива с тем, чтобы определять пути повышения их надежности и работоспособности в различных условиях эксплуатации.

Для чего применяются методы фрактодиагностики, т.е. методы, сочетающие независимые друг от друга методы исследования изломов деталей [3, 4]. Такие характерные признаки в макростроении изломов, как ступеньки, рубцы, их высота, ориентация и схождение, месторасположение скосов, шероховатость и деформированность отдельных участков и всего излома, достаточно полно отражают характер действовавших в изломе напряжений, степень перегрузки, расположение мест зарождения разрушения, влияние качества материала, конструктивных и технологических факторов, внешней среды, последовательность развития трещин и т.д.

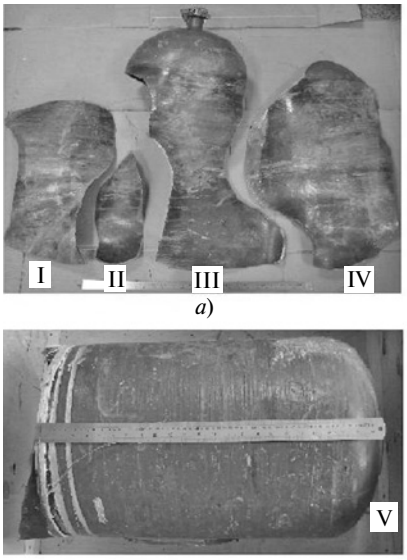
Объектом исследования явился баллон БА-97-20-322/1470, взорвавшийся вскоре после его заправки и постановки автобуса ЛиАЗ, на котором он был установлен, в теплый гараж. Разрушившийся баллон — стеклопластиковый, состоит из внутреннего металлического лейнера и силовой композитной оболочки. Получают ее путем последовательной намотки нитей стеклоровинга, сформированных в ленту и пропитанных полимерным связующим. Такая конструкция позволяет снизить удельную массу комбинированных баллонов по сравнению со стальными баллонами примерно на 50 %. Внутренняя металлическая и наружная стеклопластиковая оболочки должны воспринимать нагрузку как единое целое, а в аварийных случаях должны разрушаться одновременно, полностью реализуя свою совместную прочность.

При разрыве баллона образовались пять осколков (рис. 1) лейнера — четыре (I—IV) фрагмента верхней части (см. рис. 1, *а*) и практически недеформированный фрагмент V (см. рис. 1, *б*) нижней части. Общий вид фрагментов верхней части баллона свидетельствует о том, что в лейнере возникли значительные деформации, обусловленные давлением, превышающим то, которое стенка баллона могла выдержать.

Проведенный анализ химического состава, микроструктуры и механических свойств металла лейнера показал, что он выполнен из стали 30ХМА; ее структура — мелкодисперсная троостосорбитная смесь с механическими свойствами, удовлетворяющими требованиям ГОСТ Р 51753—2001 "Баллоны высокого давления для сжатого природного газа, используемого в качестве моторного топлива на автомобильных транспортных средствах".

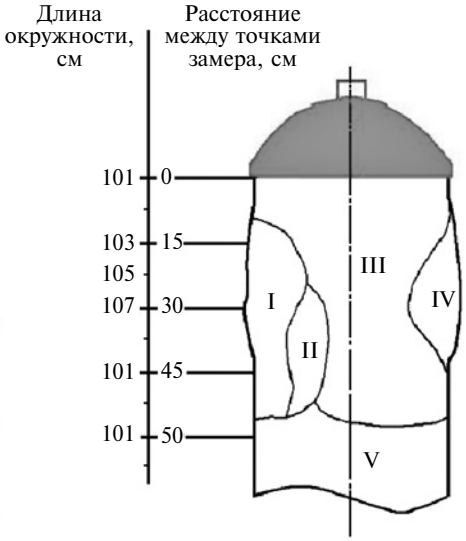
Далее было проведено визуальное обследование внутренней поверхности баллона. Здесь были замечены следы конденсата, но существенных коррозионных дефектов типа язвин и раковин не обнаружено. Трещины в области вентиля также отсутствовали.

Как уже отмечалось, баллон при разрушении претерпел значительную пластическую деформацию, проявившуюся не только в виде местных вспучиваний, но и в общем расширении его верхней половины (см. рис. 1, *в*). Для оценки приращения диаметра баллона были измерены длины $L_{окр}$ окружности его цилиндрической части в различных точках, отстоящих друг от друга на расстоянии *l*. Потом, зная, что приращение внешнего диаметра цилиндрической части баллона более чем на 2,5 % характеризует техническое



а)

б)



в)

Рис. 1. Осколки верхней (а) и нижней (б) частей разрушившегося лейнера, а также деформационные изменения геометрии (в) его цилиндрической части

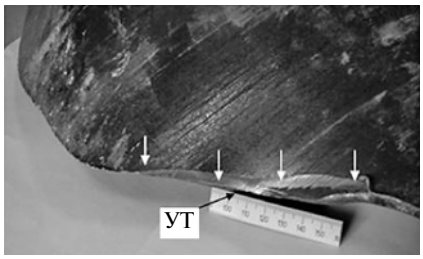


Рис. 2. Участок IV разрушившегося лейнера с протяженным механическим повреждением (вертикальные стрелки) и место расположения усталостной трещины (наклонная стрелка)

состояние стеклопластиковой оболочки перед разрушением, было установлено, что в рассматриваемом случае максимальное приращение диаметра составило 1,8 см (5,6 % от начального диаметра), т.е. более чем вдвое превысило критическое для стеклопластиковой оболочки. Это свидетельствует о том, что в момент взрыва баллона силовая оболочка уже не выполняла своих функций (практически отсутствовала).

Несмотря на то, что изломы, относящиеся к различным фрагментам, в целом неоднородны, т.е. различаются по макрорельефу, характеру ориентации (встречаются и прямые, и наклонные к поверхности баллона), их поверхность типична для вязкого разрушения — она матовая, волокнистая, с боковыми скосами. Основная площадь изломов покрыта нечеткими рубцами и строчечными неровностями, которые свойственны именно вязким изломам легированных сталей. Кроме того, на осколке IV лейнера среди локальных повреждений типа вмятин и выпучин, образование которых можно объяснить либо процессами при разрушении, либо (с незначительной долей вероятности) столкновениями с твердыми препятствиями при разлете осколков, было выделено протяженное механическое повреждение размером до 130×7 мм неочевидного происхождения (рис. 2), находящееся в непосредственной близости к излому. Это повреждение не могло возникнуть в процессе эксплуатации или при разрушении лейнера, что подтверждено следующей его особенностью: оно состоит из двух частично налагающихся друг на друга повреждений размерами 68×7 мм и 62×7 мм, с различной шириной и различным наклоном по отношению к поверхности лейнера. При этом левое имеет наклон до 30°, а правое располагается практически в плоскости поверхности.

Повреждения такой конфигурации при разлете фрагментов после разрыва баллона представляются маловероятными. В пользу доэксплуатационного их происхождения говорит и наличие нескольких участков с хорошо заметными цветами побежалости. Структура металла в этих местах имеет повышенную микротвердость (до 4310 МПа по сравнению с 2595 МПа для неповрежденного металла), вызванную закалкой.

Замеры поперечного сечения стенки лейнера показали, что поверхности механического повреждения значительно ослабили ее: исходная толщина (6 мм) стенки в результате появления таких повреждений стала меньше на ≈2,5 мм, т.е. локальная толщина ее живого сечения стала равной ≈3,5 мм. С учетом того, что толщина армирующей стеклопластиковой оболочки обычно составляет ≈50 % или равна толщине стенки лейнера, то рабочая толщина стенки конструкции в зоне механических повреждений снизилась до ≈9,5 мм. Другими словами, стенка изначально была ослаблена почти на 20 %, а в момент окончательного разрушения, когда наружная оболочка практически отсутствовала, нагрузка пришлась на конструкцию с толщиной на 30 % меньше расчетной.

Прилегающий к поверхности механических повреждений излом выглядит нетипично гладким, имеет слабовыраженную полосчатость, ориентированную параллельно периметру стенки, и местами покрыт плотными загрязнениями. И это можно объяснить следующим.

Как известно, баллоны для автомобильного газового топлива испытывают многократные циклические нагрузки высокого давления при их заправке газом. Кроме того, переменные нагрузки возникают и при движении АТС. Поэтому наиболее вероятной причиной разрушения баллонов следует считать усталость металла.

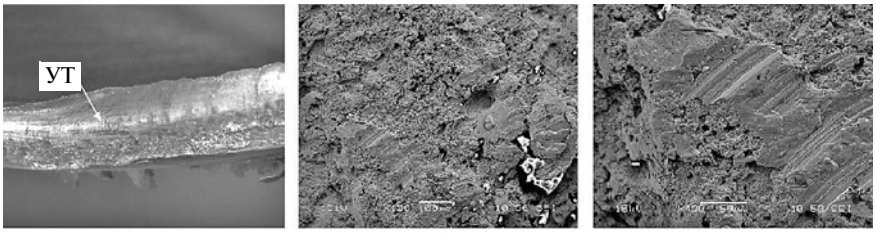
Чтобы подтвердить данный вывод, были проведены макро- и микрофрактографический анализы поверхности излома, прилегающего к поверхности механических повреждений. При этом исходили из того, что макро- и микростроения усталостных изломов, как известно, обычно имеют характерный вид, обусловленный циклическим продвижением усталостных трещин, в результате чего образуются так называемые усталостные линии и усталостные бороздки. Именно такие особенности были выявлены в рельефе излома, граничащего с поверхностью механических повреждений (рис. 3).

Исходя из этого, данные поверхности следует рассматривать как концентраторы напряжений и как очаговую зону образования усталостных трещин. Кроме того, концентрации напряжений оказывают негативное влияние и на общую прочность баллона, что связано с нарушением в этом месте монолитности соединения металла с пластиковой оболочкой.

Усталостный механизм разрушения металла в зоне поверхности механического повреждения, а также морфологические особенности, взаимное расположение и достаточно прочное сцепление с поверхностью излома выявленных в данной области загрязнений свидетельствуют: к моменту окончательного разрыва баллон имел трещину, обусловившую снижение его конструктивной прочности.

Кинетика процесса разрушения баллона сводится к следующему.

Как уже отмечалось, в исследуемом баллоне на участке стенки с наклонным механическим повреждением создались условия для появления погрешностей в сплошности контакта между пластиком и металлом; вместе с тем считается дока-



а) *б*) *в*)

Рис. 3. Участок поверхности усталостной трещины (а) и ее микростроение (б, в)

занным, что в композитных металлопластиковых конструкциях эксплуатационные разрушения начинаются преимущественно с отслоений в зонах соединения металла с композитом. Кроме того, при длительной эксплуатации металлопластиковых конструкций в результате циклических их нагружений, перепадов температур и других факторов в пластиковой оболочке накапливаются повреждения, приводящие к снижению ее прочности и увеличению податливости. Они обычно начинаются с обрыва волокон армирующего стеклоровинга, что вызывает перегрузку соседних волокон и отделение матрицы от волокна в окрестности разрыва. И такой процесс эволюционирует, увеличивая число разрушенных волокон, число и протяженность расслоений между матрицей и волокнами, что повышает концентрацию напряжений в неразрушенных волокнах, приводит к их разориентации и искривлению. Плотность обрывов со временем возрастает, достигая некоторой критической величины, когда поврежденные области начинают взаимодействовать между собой; скорость накопления повреждений увеличивается, приводя к "пушению" стекловолокна, снижению прочности армирующей оболочки, ее отслоениям от металла и механической нестабильности всей композитной конструкции [5].

Ресурс металлоконструкции при наличии концентраторов напряжений в основном определяется ее способностью к пластической деформации. Если такая способность имеется, то прочностные свойства металла в области концентратора сначала повышаются. Значит, приращение напряжений на этом участке компенсируется за счет упрочнения материала стенки, поэтому деформирование протекает устойчиво. Когда же возможности материала к упрочнению исчерпываются, уровень упрочнения становится недостаточным для нейтрализации роста напряжений, связанного с изменением формы. В результате теряется устойчивый характер процесса деформирования и начинается деформирование с неконтролируемой скоростью.

Исходя из этих общих положений о механизмах деградации композиционных материалов и с учетом специфики разрушения металлических конструкций, развитие процесса лавинного разрушения исследуемого металлопластикового баллона протекало следующим образом.

На определенном этапе раскрытия усталостной трещины повышение давления (при расширении газа в баллоне после постановки автобуса в теплый гараж) и наличии острого концентратора напряжений, каковым было протяженное механическое повреждение с уже распространяющейся от него усталостной трещиной, оказалось достаточным для начала местной деформации (вспучивания) лейнера. При этом напряжения передавались на стеклопластиковую силовую оболочку, которая также деформировалась под воздействием избыточного давления. В результате площадь отслоения "обшивки" от лейнера в зоне трещины увеличивалась, а лейнер и силовая оболочка перестали быть единой конструкцией, совместно воспринимающей действие нагрузок. Именно постепенным характером нарастания нестабильности пластиковой оболочки, необходимостью определенного промежутка времени для достижения ее критического уровня объясняется тот факт, что разрыв баллона был несколько отодвинут во времени, а не произошел сразу после достижения избыточного давления и начала местных деформаций в металле лейнера.

Как было сказано выше, к началу катастрофического разрушения баллона силовая стеклопластиковая оболочка его верхней части уже не выполняла своих функций, и всю нагрузку принял на себя металлический лейнер. В итоге на различных его участках появились множественные трещины, лавинообразное распространение и слияние которых перевело процесс на стадию одномоментного оскольчатого разрушения с высвобождением большого запаса накопленной упругой энергии.

В заключение следует отметить следующее. В условиях присутствия протяженного механического повреждения давление в рассматриваемом свежезаправленном баллоне при расширении газа в теплом помещении оказалось достаточным для разрушения этого баллона (оно не обязательно превышало предельно допускаемые значения для исправного баллона). Тем не менее существуют такие рекомендации СибАДИ по зимней эксплуатации АТС, работающих на сжиженном газе: заправок баллона после окончания рабочей смены и перед постановкой автомобиля в отапливаемое помещение следует избегать, а если заправка все же необходима, то АТС не следует размещать в отапливаемых помещениях.

Из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. Материал, из которого выполнен металлический лейнер разрушившегося автомобильного баллона для сжатого газа, соответствует всем нормативным документам (материал лейнера — сталь 30ХМА).

2. Протяженное механическое повреждение на наружной поверхности металлического лейнера привело к местному утонению его стенки почти на 20 %, локальному нарушению монолитности соединения металлической и пластиковой оболочек, созданию условий для концентрации напряжений, что явилось очаговой зоной образования усталостных трещин.

3. Процесс разрушения баллона состоит из двух этапов. На первом (развивающемся во времени) возникают и распространяются усталостные трещины от протяженного механического повреждения. При некотором уровне их развития повышение давления (в результате расширения газа в баллоне после постановки автобуса в теплый гараж) оказывается достаточным для начала местной деформации (вспучивания) лейнера. Функциональные свойства стеклопластиковой силовой оболочки, оказывающей сдерживающее влияние на развивающиеся в металлическом лейнере процессы деформации, обуславливают накопление в системе большого запаса упругой энергии. Потеря сплошности стеклопластикового покрытия в определенный момент развития деформаций приводит к наступлению второго (одномоментного) этапа разрушения баллона с мгновенным высвобождением накопленной энергии и образованием осколков.

Таким образом, основная причина преждевременного катастрофического разрушения исследованного автомобильного газового баллона, изготовленного с использованием металла, соответствующего стандартным требованиям, — про-

тяженное механическое повреждение на наружной поверхности металлического лейнера. Его наличие указывает на недостатки в проведении процедур входного дефектоскопического контроля при изготовлении баллонов и выходного контроля готовой продукции.

Литература

1. Григорьев Е.Г., Колубаев Б.Д., Ерохов В.И. и др. Газобаллонные автомобили. М.: Машиностроение, 1989. — 216 с.
2. Бухаров Л.Н., Жигадло А.П., Крылов В.Ф. Особенности зимней эксплуатации газобаллонных автомобилей // Автотранспортное предприятие. 2007. № 9. С. 41...45.
3. Ботвина Л.Р. Разрушение: кинетика, механизмы, общие закономерности. М.: Наука, 2008. — 334 с.
4. Мак-Ивили А. Дж. Анализ аварийных разрушений. М.: Техносфера, 2010. — 416 с.
5. Бансел А.Р., Тионнэ А., Камара С., Ален Д.Х. Накопление повреждений и оценка долговечности углепластиковых сосудов высокого давления // Композиты и наноструктуры. 2009. № 3. С. 5...17.

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.114.5

СТЕНД ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Кандидаты техн. наук **В.В. ГЕРАЩЕНКО**, **Н.А. КОВАЛЕНКО**, **Н.В. ВЕПРИНЦЕВ** и **К.Д. МИРОНОВ**

Белорусско-Российский университет (375. 022. 226-33-71)

Рассматривается новый стенд для диагностирования дизеля по расходу топлива.

Ключевые слова: *стенд, датчик, магнитный усилитель.*

Gerashchenko V.V., Covalenko N.A., Veprintsev N.V., Mironov K.D.

TEST BENCH FOR DIAGNOSIS OF DIESEL ENGINE

A new test stand for diagnosis of fuel efficiency a diesel engine is considered.

Keywords: *test bench, torque sensor, magnetic amplifier.*

Опыт свидетельствует: находящиеся в эксплуатации дизельные АТС очень часто имеют недостаточную, по сравнению с паспортной, топливную экономичность. Объясняется это многими причинами, в том числе отсутствием у АТП современных стендов для диагностирования дизелей: все выпускаемые в настоящее время стенды воспроизводят только постоянные по уровню нагрузки, вследствие чего получаемые с их помощью результаты не соответствуют реальным условиям эксплуатации автомобилей, когда на коленчатом валу дизеля действуют переменные по величине крутящие моменты.

Чтобы устранить такое противоречие, авторы статьи решили создать стенд, работающий не при постоянной нагрузке на дизель, а при нагрузке, величина которой представляет собой сумму среднего значения крутящего момента и переменной его составляющей, изменяющейся по синусоидальному закону. Эта сумма, по их мнению, должна бать гораздо ближе к тем нагрузкам, которые воздействуют на дизель в процессе его реальной эксплуатации.

Для проверки этой идеи авторы выполнили специальные исследования, суть которых сводилась к следующему.

Снятый с автомобиля дизель устанавливали на стенд, оборудованный электромагнитным тормозом с двумя обмотками возбуждения и муфтой, соединенной с карданным валом. Второй конец вала соединен с валом диагностируемого дизеля специальными нагрузочным и измерительным устройствами. Затем дизель пускают и нагружают переменным крутящим моментом, изменяющимся по синусоидальному закону, имеющему заданные величину постоянной составляющей момента и его переменную синусоидальную составляющую, амплитуду и частоту. Потом перемещают педаль управления подачей топлива в режим полной подачи, т.е. переводят дизель на работу по внешней регуляторной характеристике. На этом режиме измеряют часовой расход топлива и сравнивают полученное его значение с нормативным. Что позволяет судить о состоянии дизеля, т.е. о наличии в нем и неисправностей и разрегулировок.

На основе этих исследований авторы разработали стенд (рис. 1), который содержит демонтируемый дизель *1*, коленчатый вал которого соединен с упругим валом *21*. Второй конец последнего, в свою очередь, соединен с валом электромагнитного тормоза *45*, имеющего две (*43* и *44*) обмотки возбуждения.

Специальное нагрузочное устройство выполнено в виде двух цепей. В первую цепь входят последовательно соединенные автотрансформатор *28* с регулятором *29*; трансформатор *36*; выпрямитель *37*, выполненный на четырех диодах; конденсатор *42*, выводы которого соединены с первой (*43*) обмоткой возбуждения тормоза *45*, во вторую — магнитный усилитель *48* с двумя (*50* и *51*) обмотками управления постоянного тока; рабочая обмотка *47*; источник *49* переменного тока; выпрямитель *46*; регулируемый источник *52* постоянного тока и регулируемый же по частоте и амплитуде генератор *53* синусоидальных колебаний.

Стенд снабжен специальным измерительным устройством — датчиком крутящего момента, который состоит из двух (*4* и *38*) дисков с выступами и прорезями, установленных по концам упругого вала *21*, и двух (*5* и *39*) импульсных преобразователей в виде катушек индуктивности с магнитными сердечниками и с обеспечением возможности прохождения выступов и прорезей каждого из дисков вблизи соответствующего преобразователя.

К выходам импульсных преобразователей подсоединены дифференцирующие цепи *11* и *19*, которые выполнены на конденсаторах *9* и *18* и резисторах *12* и *20* с отсекающими диодами *10* и *17*. Эти цепи имеют также триггер *13* (два, *8* и *16*, биполярных транзистора и четыре, *6, 7, 14* и *15*, резистора), согласующий

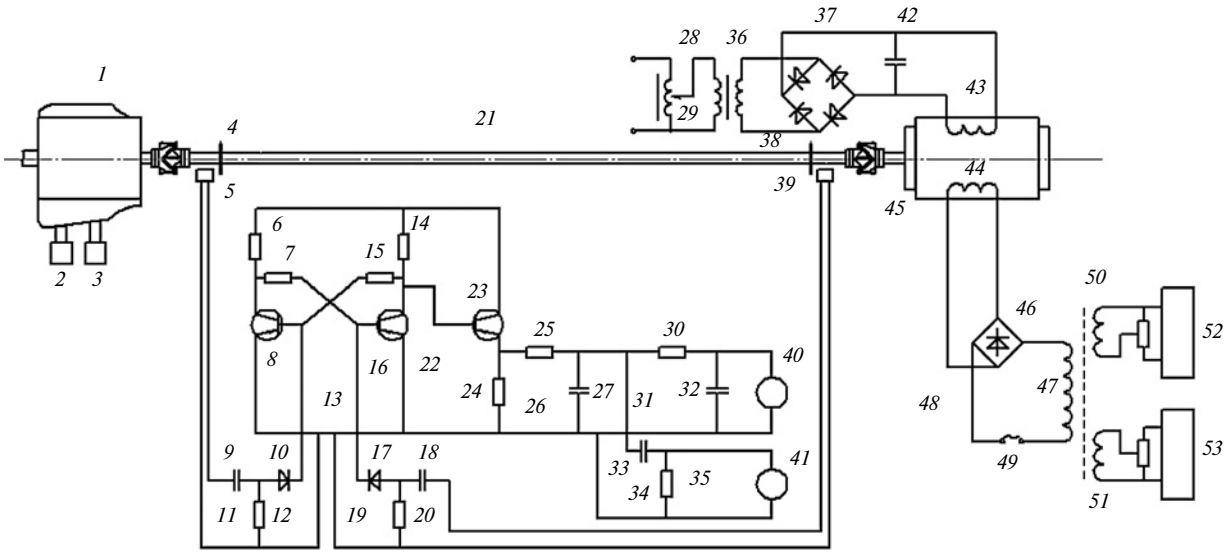


Рис. 1. Схема стенда для диагностирования дизеля КамАЗ:

1 — дизель; *2* — датчик частоты вращения; *3* — измеритель часового расхода топлива; *4*, *38* — диски с выступами и прорезями; *5*, *39* — преобразователи импульсные; *6*, *7*, *12*, *14*, *15*, *20*, *24*, *25*, *30* и *35* — резисторы; *8*, *16*, *23* — транзисторы; *9*, *18*, *27*, *32*, *33*, *42* — конденсаторы; *10*, *17* — диоды; *11*, *19* — дифференцирующие цепи; *13* — триггер; *21* — упругий вал; *22* — согласующий усилитель; *26*, *31* — интегрирующие элементы; *28* — автотрансформатор; *29* — регулятор; *34* — дифференцирующий элемент; *36* — трансформатор; *37*, *46* — выпрямители; *40* — измерительный прибор; *41* — осциллограф; *43*, *44* — обмотки возбуждения; *45* — электромагнитный тормоз; *47* — рабочая обмотка; *48* — магнитный усилитель; *49* — источник переменного тока; *50*, *51* — обмотки управления постоянного тока; *52* — регулируемый источник постоянного тока; *53* — генератор синусоидальных колебаний

усилитель (транзистор *23* и резистор *24*), первый интегрирующий элемент *26* с заданной постоянной времени *T*, равной произведению сопротивления резистора *25* на емкость конденсатора *27*, выбором величины которой обеспечивается получение на выходе первого интегрирующего элемента суммы постоянной составляющей крутящего момента и его синусоидальной составляющей, второй интегрирующий элемент *31* с заданной постоянной времени 10*T*, т.е. в 10 раз больше постоянной времени *T* первого интегрирующего элемента, вход которого соединен с выходом первого интегрирующего элемента, а выход — к измерительному прибору *40,* выполненному на резисторе *30* и конденсаторе *32*, дифференцирующий элемент *34*, вход которого соединен с выходом первого интегрирующего элемента, а выход — к цифровому запоминающему осциллографу *41* (конденсатор *33* и резистор *35*). Стенд также снабжен датчиком *2* частоты вращения и измерителем *3* часового расхода топлива.

Алгоритм диагностирования дизеля на рассматриваемом стенде следующий.

После пуска диагностируемого дизеля включают в сеть автотрансформатор *28* и, поворачивая регулятор *29* автотрансформатора, увеличивают напряжение постоянного тока, прикладываемое к первой (*43*) обмотке возбуждения тормоза. Напряжение увеличивают до тех пор, пока на коленчатом валу дизеля установится крутящий момент, равный 0,95 его номинального значения. Далее включают в сеть источник *52* постоянного тока и генератор *53* синусоидальных колебаний и, вращая регуляторы источника *52* и генератора *53*, задают такой переменный синусоидальный нагрузочный режим, которому соответствует амплитуда колебаний крутящего момента, равная 5 % номинального, а частота — 1 Гц. При этом непрерывно измеряют переменный момент на коленчатом валу диагностируемого двигателя, а также постоянную и переменную его составляющие. Измерения этих параметров выполняют измерительным прибором *40* и цифровым запоминающим осциллографом *41,* работающими следующим образом.

При включении датчика момента первый (*8*) транзистор триггера *13* закрыт, вследствие чего второй (*16*) его транзистор из-за наличия положительной обратной связи открыт. Поэтому на коллекторе первого транзистора имеется положительное напряжение, равное напряжению питания, а на коллекторе второго оно равно нулю.

При вращении упругого вала с первым (*4*) диском на выходе первого (*5*) импульсного преобразователя формируется импульс, который дифференцируется первой (*11*) дифференцирующей цепью и выпрямляется диодом *10*. В итоге образуется положительный импульс, который подаётся на базу первого транзистора триггера. Этот транзистор открывается, а второй — закрывается и на его коллекторе появляется положительное напряжение, равное напряжению питания.

Известно, что при нагружении упругих валов они закручиваются пропорционально приложенному моменту. Поэтому второй (*38*) диск с выступами и прорезями закручивается относительно первого (*4*) диска и на выходе второго (*39*) импульсного преобразователя формируется второй импульс, имеющий фазовое смещение относительно первого импульса, сформированного преобразователем *5*.

Этот импульс дифференцируется второй (*19*) дифференцирующей цепью, выпрямляется диодом *17*, в результате чего образуется второй положительный импульс, который подается на базу второго транзистора, который открывается, тогда как первый — закрывается. Поэтому на коллекторе второго транзистора опять устанавливается напряжение, равное нулю. Тогда на выходе второго транзистора триггера формируется прямоугольный импульс посто-

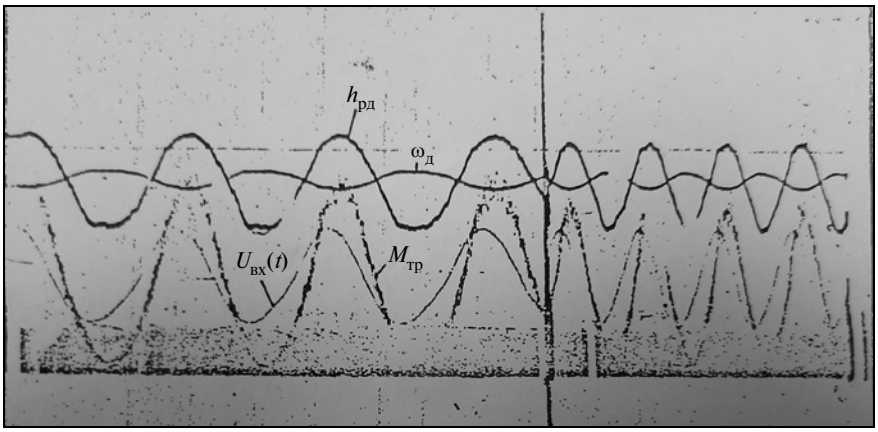


Рис. 2. Осциллограммы синусоидальных колебаний напряжения $U_{вх}(t)$, момента $M_{тр}$, подачи топлива $h_{РД}$, частоты вращения $\omega_д$ вала диагностируемого двигателя

янной высоты, длительность которого пропорциональна крутящему моменту на коленчатом валу.

Полученная таким образом последовательность импульсов напряжения с заданной постоянной времени, равной T, через согласующий усилитель поступает на первый (*26*) интегрирующий элемент. В результате интегрирования прямоугольных импульсов на выходе этого элемента появляется напряжение, пропорциональное величине переменного крутящего момента, имеющего синусоидальный характер. Это напряжение подается на второй (*31*) интегрирующий элемент с постоянной времени, равной $10T$, и на его выходе появляется напряжение, величина которого пропорциональна постоянной составляющей воспроизведенного переменного момента на валу дизеля. При этом его измеряют прибором *40*.

Параллельно с выхода первого интегрирующего элемента напряжение подается и на дифференцирующий элемент *34*, на выходе которого появляется напряжение, изменяющееся по синусоидальному закону и отражающее переменную составляющую момента на валу диагностируемого двигателя. Амплитуда и частота этой составляющей измеряются подключенным к выходу дифференцирующего элемента *34* запоминающим цифровым осциллографом *41*.

Далее обычным весовым методом измеряют часовой расход топлива и сравнивают его с нормативным, т.е. соответствующим исправному двигателю. И если он превышает нормативный, то это означает, что диагностируемый двигатель имеет неисправности и разрегулировки, которые необходимо устранить выполнением соответствующих профилактических и ремонтных работ.

Результаты испытаний рассматриваемого стенда приведены на рис. 2. Они показывают, что такие информационные параметры диагностируемого двигателя, как изменение во времени расхода $G_т$ топлива и частоты ω вращения коленчатого вала дизеля подчиняются тому же синусоидальному закону, что и момент $M_{кр}$ на валу двигателя. На основании этого можно сделать вывод: дизель в процессе диагностирования работал при синусоидальной нагрузке и часовой расход топлива определялся более точно, чем при постоянном нагружении.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 66.021.4:621.357

ТЕХНОЛОГИЯ ПОЛУЧЕНИЯ ОКСИДНЫХ ПОКРЫТИЙ ИЗ ЭЛЕКТРОЛИТОВ С ДОБАВКАМИ НАНОУГЛЕРОДНЫХ МАТЕРИАЛОВ

А.А. ГРАВИН, **Д.Н. СИМАГИН**, д-р техн. наук **Ю.В. ЛИТОВКА**, канд. техн. наук **И.А. ДЬЯКОВ**
Тамбовский ГТУ (475. 256-42-50)

Рассматривается процесс нанесения модифицированных электрохимических оксидированных упрочняющих покрытий на поверхности алюминиевых деталей.

Ключевые слова: *анодирование алюминия, микротвёрдость, углеродные наноматериалы.*

Gravin A.A., Simagin D.N., Litovka Yu.V., Diakov I.A.

TECHNOLOGY OF OXIDIZED COATING FROM ELECTROLYTE WHITH ADMIXTURE OF NANOCARBON MATERIALS

Process of plating modify electrochemical oxidation strengthening coating on surface of aluminum parts is considered.

Keywords: *aluminium anodic treatment, microhardness, carbon nanomaterial.*

Чтобы снизить риски появления дефектов кристаллического строения в поверхностных зонах деталей автомобильных двигателей, эти поверхности, как известно, подвергают упрочнению объёмной термической или химико-термической обработке, а также наносят на них же упрочняющие покрытия. Однако все эти методы применяются только к деталям, изготовленным из стали. Алюминиевые же детали, которых в ДВС довольно много, остаются вне таких технологий.

Авторы предлагаемой вниманию читателей статьи попытались восполнить этот пробел. С этой целью они исследовали влияние добавок углеродного наноматериала "таунит" в электролит анодирования на теплоотдающие свойства поверхностей алюминия и его сплавов. И вот что удалось установить: многие алюминиевые детали двигателя автомобиля, испытывающие существенные нагрузки, вообще не упрочняются [1], что снижает износостойкость и приводит к

их преждевременному выходу из строя, а из тех, которые обрабатываются по традиционным технологиям покрытия, например, поршни (лужение, фосфатирование, графитизация, никелирование), требуют применения сложных и дорогостоящих операций. Доказано также, что наиболее перспективной технологией упрочнения алюминиевых деталей считается технология электрохимического анодирования (оксидирования), основанная на использовании электролита с добавками именно наноуглеродного материала "таунит". Более того, наномодифицированное гальваническое хромовое, цинковое и никелевое покрытия улучшают свойства стальных деталей. Например, микротвёрдость их поверхностей получается на 20...30 % больше, чем без нанесения "таунита". Отсюда был сделан вывод: аналогичную технологию можно применить и на алюминиевых деталях. Что и было сделано.

Для экспериментальной проверки этой технологии были взяты сталеалюминиевые коренные и шатунные вкладыши, поршни, головка блока цилиндров и корпус подшипника газораспределительного механизма. При этом за основу был взят наиболее прогрессивный технологический процесс оксидирования (состав электролита: 200 г/л серной кислоты, 27 г/л композиции "экомет-А200") алюминия, разработанный научно-производственным предприятием "Экомет" [2]. В него добавляли измельченный материал "таунит" [3], выпускаемый ООО "НаноТехЦентр" (Тамбов). Полученный таким образом объём электролита обрабатывался ультразвуком на установке ИЛ 100-6/4 (частота — 22 кГц) и перемешивали в диспергаторе в течение 3 мин.

Таким образом, к технологическому процессу оксидирования алюминия, взятому за основу, авторы добавили следующие этапы: внесение "таунита" в раствор электролита оксидирования и равномерное распределение его в объёме электролита ультразвуковым диспергированием, поддержание требуемой концентрации наноматериала в электролите, измеряемой с помощью оптических методов [4]. (В ходе исследований применяемая концентрация составляла 10 мг/л, 30, 50, 70 и 100 мг/л.)

Результаты исследования были такими.

Сталь-алюминиевые вкладыши коренных и шатунных подшипников из-за того, что стальная их часть

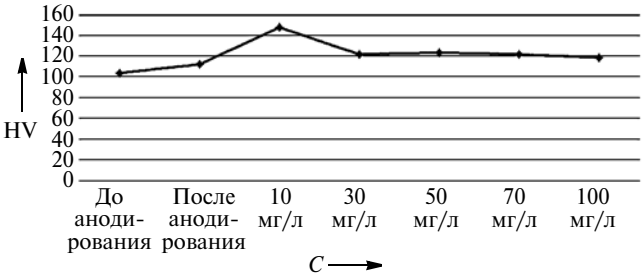


Рис. 1. Зависимость микротвёрдости оксидного покрытия днища поршня от концентрации наноматериала "таунит"

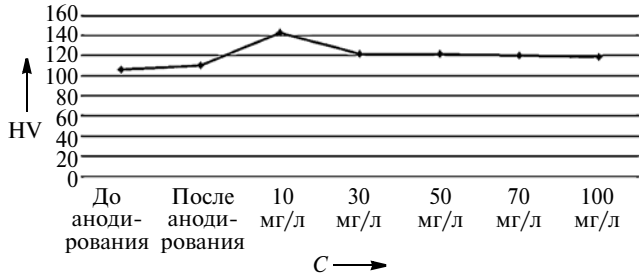


Рис. 2. Зависимость микротвёрдости оксидного покрытия корпуса головки блока цилиндров от концентрации наноматериала "таунит"

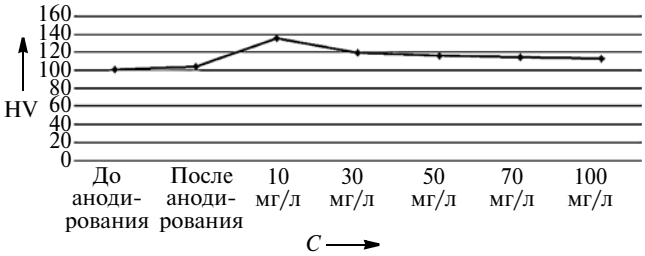


Рис. 3. Зависимость микротвёрдости оксидного покрытия подшипника газораспределительного механизма от концентрации наноматериала "таунит"

реагировала с растворами травления, осветления и оксидирования (при этом растворы портились и переставали выполнять свои функции), обработать по новой технологии не удалось. Даже замена всех растворов при обработке каждой новой детали положительных результатов не дала. Так что здесь возможно лишь одно решение: оксидирование алюминиевой части до

Таблица 1

№ измерения	Микротвёрдость, HV, днища поршня до анодирования	Микротвёрдость, HV, днища поршня после его анодирования при:					
		$C_{унт} = 0$	$C_{унт} = 10$, мг/л	$C_{унт} = 30$, мг/л	$C_{унт} = 50$, мг/л	$C_{унт} = 70$, мг/л	$C_{унт} = 100$, мг/л
1	104,5	129,2	153,7	96,7	141,4	127,1	95,7
2	99,5	113,3	152,4	132,7	116,2	128,4	116,2
3	96,4	110,7	146,3	100,4	113,1	127,8	105,6
4	113,3	110,7	139,8	105,6	123,4	105,6	122,1
5	102,6	103	150,4	149,1	127,8	113	149,1
6	113,4	108,9	139,2	128,4	115,8	132,7	115,8
7	96,8	107,4	150,2	138,1	127,1	118,5	124,3
Среднее значение	103,8	111,9	147,4	121,6	123,5	121,9	114,1

Таблица 2

№ измерения	Микротвёрдость, HV, корпуса головки блока цилиндров до анодирования	Микротвёрдость, HV, корпуса головки блока цилиндров после его анодирования при:					
		$C_{унт}$ = 0	$C_{унт}$ = 10, мг/л	$C_{унт}$ = 30, мг/л	$C_{унт}$ = 50, мг/л	$C_{унт}$ = 70, мг/л	$C_{унт}$ = 100, мг/л
1	102,1	110,2	131,2	95,2	142,1	126,1	98,9
2	109,9	113,3	138,7	131,9	113,1	129,6	115,4
3	112,2	115,2	152,4	111,2	114,2	124,8	104,7
4	103,2	110,7	144,8	104,6	124,3	107,6	121,2
5	109,8	103,1	149,4	149,1	115,4	112,1	148,3
6	108,4	109,2	136,2	127,4	116,8	121,8	116,8
7	99,8	103,2	149,2	137,1	125,1	119,5	123,3
Среднее значение	106,5	109,3	143,1	122,4	121,6	120,2	118,4

Таблица 3

№ измерения	Микротвёрдость, HV, подшипника ГРМ до анодирования	Микротвёрдость, HV, подшипника ГРМ после анодирования при:					
		$C_{унт}$ = 0	$C_{унт}$ = 10, мг/л	$C_{унт}$ = 30, мг/л	$C_{унт}$ = 50, мг/л	$C_{унт}$ = 70, мг/л	$C_{унт}$ = 100, мг/л
1	96,9	104,6	124,6	106,1	134,3	120,7	91,8
2	104,4	107,6	131,7	126	110,3	121,9	110,3
3	106,5	109,4	144,7	110,2	107,4	121,4	110,3
4	98	105,1	137,5	100,3	119	110,3	115,9
5	104,3	97,9	141,9	141,6	108,6	107,3	141,6
6	102,9	103,7	129,3	121,9	110	115,7	110
7	94,8	98	141,7	131,1	120,7	112,5	118
Среднее значение	101,1	103,8	135,9	119,6	115,6	115,7	114

соединения стальной и алюминиевой частей этих деталей. Что же касается других перечисленных выше деталей, то каких-либо проблем с ними не было. Это хорошо видно из рис. 1...3, на первом из которых приведена зависимость микротвердости днища поршня от концентрации добавки "таунита" в электролите, на втором — то же для корпуса головки цилиндров и на третьем — для корпуса подшипников ГРМ. Подтверждают это и табл. 1...3.

Так, из табл. 1 видно, что оксидирование образца днища поршня электролитом без "таунита" увеличило микротвёрдость его поверхности на 8 %. Но наилучший результат получен при концентрации наноматериала, равной 10 мг/л, при этом микротвёрдость увеличилась, по сравнению с необработанным образцом, на 42 и на 31 % — по сравнению с оксидированным образцом с использованием традиционного электролита без "таунита".

Таблица 2, где приведены результаты оксидирования образца корпуса головки блока цилиндров, говорит о том же: без добавления наноматериала "таунит" в электролит микротвёрдость поверхности образца увеличилась на 2,6 %, при концентрации электролита, равной 10 мг/л, — на 34 % по сравнению с необработанным образцом и на 31 % — по сравнению с оксидированным образцом, обработанным традиционным электролитом (без "таунита").

Из табл. 3 (оксидирование образца подшипника газораспределительного механизма без добавления наноматериала "таунит" в электролит) следует то же самое.

Таким образом, эксперименты показали, что микротвёрдость алюминиевых деталей при использовании рассмотренной выше технологии существенно (более чем на 30 %) возрастает, так что с этой точки зрения она — безусловно, выгодная. Она вполне приемлема и с точки зрения себестоимости: при цене "таунита" 40 руб./г дополнительные затраты на организацию процесса будут незначительными.

Литература

1. Технология автомобилестроения / под общ. ред. А.И. Дащенко. — М.: Акад. проект, 2005. — 684 с.
2. Каталог химических продуктов, технологий и оборудования научно-производственного предприятия "Экомет". М. — 2012. — 68 с.
3. Ткачев А.Г., Золотухин И.В. Аппаратура и методы синтеза твердотельных наноструктур. — М.: Машиностроение-1, 2007. — 316 с.
4. Мищенко С.В., Ткачев А.Г. Углеродные наноматериалы. Производство, свойства, применение. — М.: Машиностроение, 2008. — 297 с.

УДК 621.43

КОМПЛЕКСНЫЙ МЕТОД РАСЧЕТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ ТУРБОКОМПРЕССОРА ТКР-14

Кандидаты техн. наук **А.В. ПАССАР**, **Д.В. ТИМОШЕНКО**
Вычислительный центр Дальневосточного отделения РАН
(8.909. 874-16-23),
Тихоокеанский ГУ (4212. 37-52-17)

На примере турбокомпрессора ТКР-14 представлена численная реализация комплексного метода расчета проточной части радиально-осевой турбины.

Ключевые слова: *комплексный метод расчета, степень радиальности, степень реактивности, коэффициент напора, проточная часть, радиально-осевая турбина.*

Passar A.V., Timoshenko D.V.
COMPLEX METHOD CALCULATION OF THE FLOWING PART OF RADIALLY-AXIAL TURBINE TURBOKOMPRESSOR TKR-14

On example turbokompressor TKP-14 numerical realization of a complex method of calculation of a flowing part of the radially-axial turbine is presented.

Keywords: *a complex method of calculation, a degree of radiality, a degree of reactance, factor of a pressure, a flowing part, the radially-axial turbine.*

Турбина турбокомпрессора дизеля — элемент его конструкции, который наиболее существенно влияет на его экономические и мощностные показатели (это особенно чётко прослеживается при форсировании двигателя по среднему эффективному давлению). Поэтому специалисты и уделяют столь пристальное внимание проектированию, доводке проточной части турбины и ее согласованию с ДВС. Однако на этом пути остаются пока что не до конца решенными как минимум три проблемы. Это, во-первых, проблема выбора оптимальной геометрии проточной части турбины, обеспечивающей нормальную её работу при различных нестационарных воздействиях со стороны двигателя; во-вторых, обеспечение приемлемой эффективности турбины при различных режимах работы двигателя; в-третьих, определение варианта геометрии турбины, позволяющей адаптировать её к условиям эксплуатации двигателя. Согласно первой из них [1], это взаимодействие объясняется изменением геометрии соплового аппарата: если степень реактивности турбины лежит не в оптимальном диапазоне, то изменением геометрии этого аппарата можно добиться определенного повышения её КПД. Что практика и подтверждает. Однако профилировать турбину, следуя этой концепции, нельзя. Её можно только подстроить через сопловой аппарат под нестационарный поток отработавших газов двигателя. Да и то, если есть "резерв" по степени реактивности. Поэтому на основании первой концепции была сформулирована вторая, суть которой заключается в том, что изменение сечений соплового аппарата ($F_{\text{са}}$) и рабочего колеса ($F_{\text{рк}}$) осуществляется одновременно — так, чтобы отношение $F_{\text{са}}/F_{\text{рк}}$ и степень реактивности располагались в оптимальном диапазоне. Это достигается за счёт соответствующего профилирования соплового и лопаточного аппаратов.

Такой подход перспективней первого, поскольку позволяет согласовать проточные части двигателя и турбины, что способствует повышению КПД турбины и уменьшению удельного эффективного расхода топлива двигателя.

При реализации второй концепции следовало бы, по логике, обратиться к уже известным, отработанным моделям течения рабочего тела на среднем радиусе [2]. Однако эти модели, к сожалению, не позволяют выйти на саму процедуру проектирования, поскольку не имеют связи с геометрией проточной части.

Чтобы устранить этот недостаток, Н. Мидзумати [3] предложил свой подход к проектированию проточной части и получил систему уравнений для выбора оптимальной её геометрии. Он предполагал, что максимальный КПД ступени турбины обеспечивается при безударном входе потока в её рабочее колесо и осевом его выходе из турбины, что позволило замкнуть систему уравнений, описывающую процесс течения рабочего тела и увязать её с геометрией проточной части (кроме меридионального обвода).

Всё перечисленное привело к созданию комплексного метода проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя [4], на основании которого авторы статьи разработали технологию проектирования проточной части турбины. И чтобы проверить эффективность предложенной технологии, они "перепроектировали" турбину реально существующего турбокомпрессора ТКР-14, установленного на форсированный комбинированный поршневой двигатель.

Эта технология включает четыре этапа.

Первый из них — проектирование проточных частей радиально-осевой турбины с различными геометрическими параметрами; *второй* — определение эффективности проточных частей турбин, спроектированных на первом этапе. С этой целью по модели расчёта ступени на среднем радиусе в одномерном квазистационарном приближении [5] определяются характеристики турбины, т.е. зависимости $\eta_{\text{т}} = f(\bar{H}_{\text{т}})$ и $N_{\text{т}} = f(\bar{H}_{\text{т}})$.

Адекватность модели проверялась путём сравнения заводских характеристик ТКР-14, полученных экспериментально, с расчетными характеристиками. Расчет коэффициентов потерь энергии выполнялся по зависимостям, предложенным в работе [6].

Третий этап — расчет импульсов давлений $p_0^* = f(\varphi)$ и температур $T_0^* = f(\varphi)$ на входе в турбину с геометрическими параметрами, рассчитанными на первом и втором этапах. Для реализации этого этапа используются смешанная задача Коши для выпускной системы комбинированного двигателя и метод характеристик.

Четвертый этап — оценка эффективности срабатывания отработавших газов ДВС в турбине. Здесь в основу этого этапа положен метод расчета турбины на среднем радиусе, а в качестве исходной информации используются диаграммы изменения давления и температуры отработавших газов перед турбиной, рассчитанные на предыдущем этапе.

Выполнив расчет по формуле № 1 (табл. 1) различных конструктивных вариантов турбины, определяют максимальное значение интегрального ($\eta_{\text{ту}}$) КПД срабатывания импульса, а по формуле № 2 — максимальное значение мощности $N_{\text{т}}$ турбины. Затем получают

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\eta_{ти} = \dfrac{\int_0^\tau H_т G_т \eta_т d\tau}{\int_0^\tau H_т G_т d\tau}$	τ — время; $H_т$ — напор отработавших газов; $G_т$ — их расход
2	$N_т = \int_0^\tau \dfrac{H_т G_т \eta_т d\tau}{1000}$	$\eta_т$ — КПД турбины
3	$L(\bar{u}_1, \rho, m, \lambda) = \eta_u(\bar{u}_1, \rho, m) + \lambda f(\bar{u}_1, \rho, m)$	L — функция Лагранжа; λ — неопределенный множитель; η_u — окружной КПД ступени турбины
4	$\eta_u = 1 - (1-\rho)(1-\varphi^2) + \mu^2 \bar{u}_1^2 \left(\cos^2\beta_2 \dfrac{1-2\psi^2 m}{\psi^2 m^2} + 1\right);$ $f(\bar{u}_1, \rho, m) = \mu^2 \bar{u}_1^2 \left(\dfrac{\cos^2\beta_2}{m^2} - \psi^2\right) - \psi^2 + (1-\rho)(1-\varphi^2)\psi^2 + 2\bar{u}_1 \cos\alpha_1 \varphi \psi^2 \sqrt{1-\rho}$	μ — степень радиальности; $\bar{u}_1 = u_1/c_{ад}$; $\bar{u}_1$ — окружная скорость; c — осевая скорость; β_2 — угол выхода потока из рабочего колеса; α_1 — угол выхода потока из соплового аппарата
5	$\dfrac{\partial L}{\partial \bar{u}_1} = 0;\ \dfrac{\partial L}{\partial \rho} = 0;\ \dfrac{\partial L}{\partial m} = 0;\ f = 0$	—
6	$\lambda = \dfrac{1 - m\psi^2}{\psi^2}$	—
7	$\rho_{опт} = 1 - \left[\dfrac{(1-m\psi^2)\varphi \cos\alpha_1 \bar{u}_1}{m\psi^2(1-\varphi^2)}\right]^2$	—
8	$m_{опт} = \dfrac{1}{\psi^2}\left[1 - \sqrt{\dfrac{\mu^2(1-\varphi^2)(1-\cos^2\beta_2\psi^2)}{\cos^2\alpha_1\varphi^2 + \mu^2(1-\varphi^2)}}\right]$	—
9	$\bar{u}_{1опт} = \dfrac{\psi}{\sqrt{\mu^2\left(\dfrac{\cos^2\beta_2}{m^2} - \psi^2\right) + \dfrac{(1-m^2\psi^4)\varphi^2\cos^2\alpha_1}{m^2\psi^4(1-\varphi^2)}}}$	—
10	$l_1 = \dfrac{qR_1[1-\varphi^2(1-s)]}{\varphi\sqrt{\dfrac{2}{k-1}}\varepsilon_1 \sin\alpha_1 \left(\dfrac{p_1}{p_0}\right)\sqrt{1-s}}$	$q = \dfrac{G_т}{2\pi R_1^2 a_0 \rho_0}$ — характеристическая величина расхода газов; R_1 — радиус рабочего колеса турбины, определяемый типоразмером турбины; k — показатель адиабаты; a_0 — скорость звука на входе в турбину; $s = \left(\dfrac{p_1}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$ — отношение давлений в сопловом аппарате; ε_1 — поправочный коэффициент на толщину лопаток; φ — коэффициент скорости
11	$R_{20} = \sqrt{\dfrac{\dfrac{2\theta}{k-1}\left(\dfrac{a_0}{u_1}\right)^2 - (1+\psi_1^2)}{\left(\dfrac{1}{\psi_2^2} - 1\right)} R_1^2}$	ψ_1, ψ_2 — коэффициенты скорости на входе в рабочее колесо и в рабочем колесе; $\theta = 1 - \varphi^2(1-\psi_1)(1-s) - s_0\left(\dfrac{1-\varphi^2}{s} + \varphi^2\right)$
12	$s_0 = \left(\dfrac{p_2}{p_0}\right)^{\frac{k-1}{k}}$	p_2 — давление на выходе из рабочего колеса; p_0 — давление на входе в ступень
13	$u_1 = a_0\varphi\sqrt{\dfrac{2}{k-1}}\cos\alpha_1\sqrt{1-s}$	—
14	$R_{2i} = 0{,}2R_1$	—
15	$\mathrm{tg}\beta_2 = \sqrt{1-\psi_2^2}\sqrt{\left(\dfrac{R_{20}}{R}\right)^2 - 1}$	—

соответствующие значениям $\eta_{ту}$ и $N_т$ проточные части турбины.

Выполнив расчетные исследования в соответствии с этапами рассмотренного выше комплексного метода, авторы установили, что во многих задачах определения наибольших и наименьших значений функции вопрос сводится к поиску максимумов и минимумов функции от нескольких переменных, которые связаны друг с другом некоторыми дополнительными условиями. Такие задачи позволяет решать метод множителей Лагранжа. Чем авторы и воспользовались.

Чтобы грамотно подобрать геометрию проточной части турбины, необходимо знать оптимальные значения таких параметров, как степень ρ реактивности, относительная окружная скорость $\bar{u}_1 = u_1/c_{ад}$ и параметр $m = (u_2/w_2)\cos\beta$, характеризующий элементы треугольника скоростей на выходе из турбины. Для решения этой задачи используется функция Лагранжа в виде формулы № 3. Причем входящие в эту формулу окружной $\eta_и$ КПД ступени и уравнение $f(\bar{u}_1, \rho, m)$ связи параметров $\bar{u}_1$, ρ и m подсчитываются по формулам № 4.

Условиями максимума являются величины, соответствующие формулам № 5.

Из этих условий по формулам № 6...9 определяются оптимальные параметры турбины.

Результаты реализации первого этапа таковы. Поскольку на этом этапе расчётов геометрия проточной части турбины неизвестна, определить потери работоспособности отработавших газов не представляется возможным. Поэтому приходится принимать какие-то значения коэффициентов скорости φ в направляющем аппарате и в рабочем колесе (ψ). Например, $\varphi = 0{,}95$ и $\psi = 0{,}9$.

Тогда для исходных значений угла α_1 выхода газового потока из соплового аппарата, равного 18°; угла β_2 выхода потока из рабочего колеса, равного 36°, $\mu = 0{,}52$; $\varphi = 0{,}95$ и $\psi = 0{,}9$ по формулам № 7...9 получаем: $\rho_{опт} = 0{,}315$; $m_{опт} = 1{,}085$; $\bar{u}_1 = 0{,}648$.

Для найденных таким образом оптимальных значений параметров с помощью модели расчёта ступени на среднем радиусе в обратной постановке определяются высоты лопаток на входе (l_1) и выходе (l_2) из рабочего колеса турбины. В нашем случае (для ТКР-14) высоты лопаток были рассчитаны на расход $G_{т.расч} = 0{,}45$ кг/с отработавших газов через турбину и степенями $\pi_{т.расч}$ расширения газов, равными 1,698 (турбина № 1); 1,887 (турбина № 2); 2,075 (турбина № 3) и 2,264 (турбина № 4).

Далее. По результатам расчёта была построена проточная часть рабочего колеса и определена длина средней линии профиля. Затем, используя модель расчёта ступени на среднем радиусе в прямой постановке, уточнялись значения коэффициентов φ и ψ, а также расход $G_т$ рабочего тела. Наконец, располагая новыми коэффициентами φ и ψ, по формулам № 7...9 уточнялись параметры $\rho_{опт}$; $m_{опт}$ и $\bar{u}_1$. И с помощью модели расчёта ступени на среднем радиусе в обратной постановке вновь рассчитывались высоты l_1 и l_2 лопаток. Итог — построение проточной части рабочего колеса.

Высота l_1 лопатки соплового аппарата определяется по формуле № 10, радиус R_{20} на выходе из рабочего колеса — по формуле № 11. При этом отношение s_0 давлений в ступени дает формула № 12. Значение окружной скорости u_1 на входе в рабочее колесо подсчитывается по формуле № 13, значение радиуса втулки рабочего колеса — по формуле № 14, а угол β_2 относительной скорости отработавших газов на их выходе из рабочего колеса — по формуле № 15.

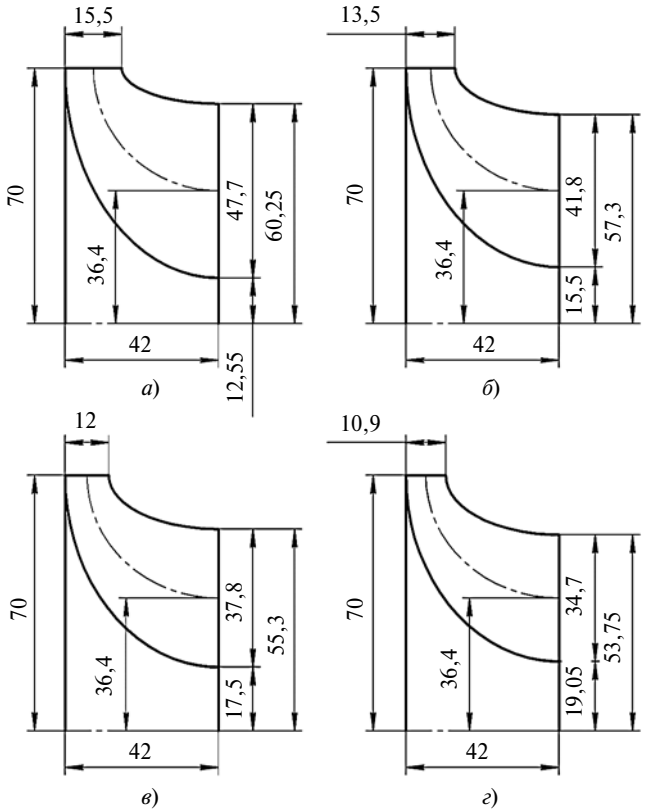


Рис. 1. Рабочие колеса турбины ТКР-14, спроектированные с использованием метода Н. Мидзумати:

а — турбина № 1М ($\pi_{т.расч}$ = 1,698, n = 42 614 мин$^{-1}$); *б* — турбина № 2М ($\pi_{т.расч}$ = 1,887, n = 46 364 мин$^{-1}$); *в* — турбина № 3М ($\pi_{т.расч}$ = 2,075, n = 49 438 мин$^{-1}$); *г* — турбина № 4М ($\pi_{т.расч}$ = 2,264, n = 52 028 мин$^{-1}$)

Используя формулы № 10...15, авторы спроектировали рабочие колеса на расход отработавших газов $G_{т.расч} = 0{,}45$ кг/с и степени $\pi_{т.расч}$ расширения газов, равной 1,698 (турбина № 1М); 1,887 (турбина № 2М); 2,075 (турбина № 3М) и 2,264 (турбина № 4М). Результаты этого расчета представлены на рис. 1.

Таким образом, при реализации первого этапа были спроектированы две группы турбин — 1...4 и № 1М...4М. После чего был осуществлен *второй этап* — оценка эффективности проточной части этих турбин, т.е. их характеристик $\eta_т = f(H_т)$ и $N_т = f(H_т)$. При этом установлено следующее.

При реализации второго этапа получены результаты расчета турбины, которые показали следующее (рис. 2...3).

Для турбин с $\pi_{т.расч}$ = 1,698 зависимости $\eta_т = f(H_т)$ и $N_т = f(H_т)$ во всем диапазоне изменения коэффициента $\bar{H}_т$ напора практически совпадают (см. рис. 2, *а*), а зависимость $N_т = f(H_т)$ имеет вид, показанный на рис. 2, *б*. То есть мощность турбины № 1 превышает мощность турбины № 1М.

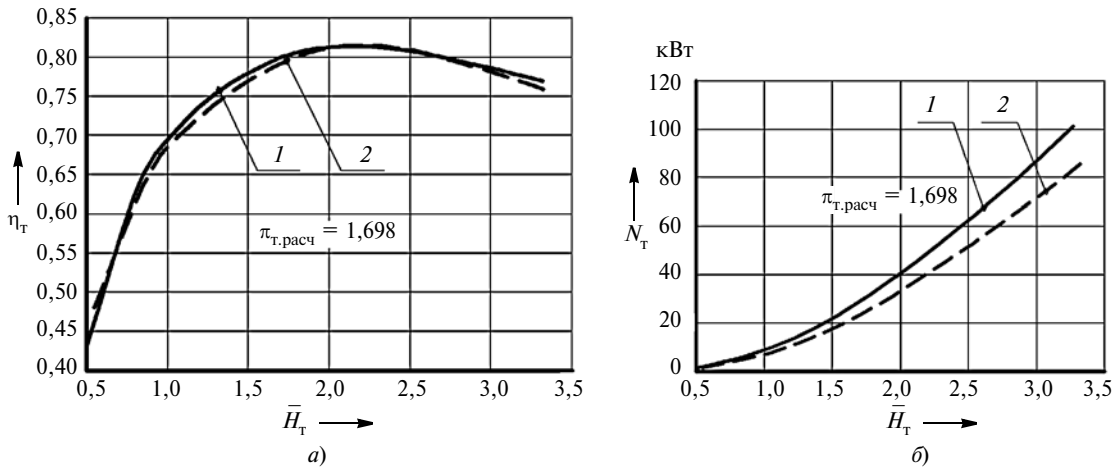


Рис. 2. Зависимость КПД (а) и мощности (б) двух вариантов турбины ТКР-14 от коэффициента напора $\pi_{т.расч}$ *= 1,698:*
1 — турбина № 1; *2* — турбина № 1М

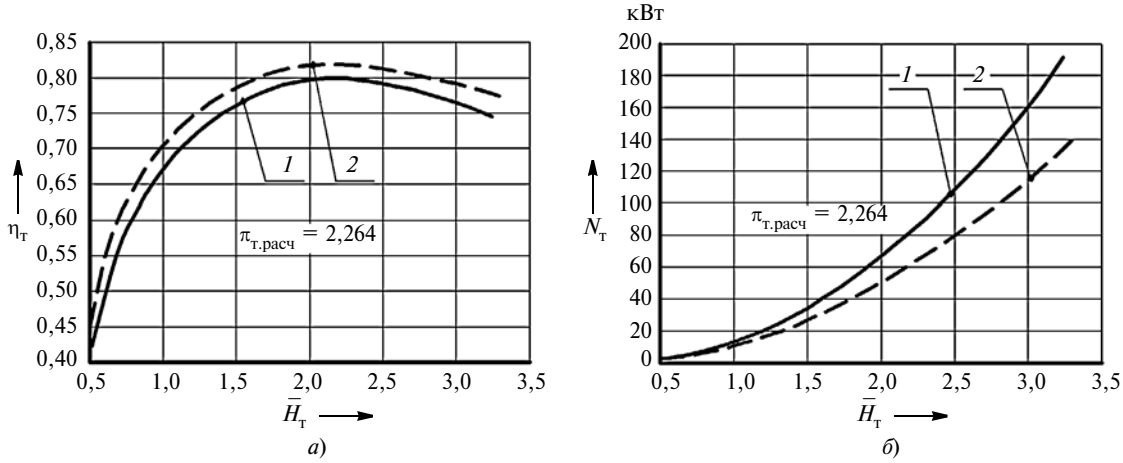


Рис. 3. Зависимость КПД (а) и мощности (б) двух вариантов турбины ТКР-14 от коэффициента напора $\pi_{т.расч}$ *= 2,264:*
1 — турбина № 4; *2* — турбина № 4М

Характер изменения этих зависимостей при увеличении $\pi_{т.расч}$ остается практически тем же. С той лишь разницей, что кривые $\eta_т = f(H_т)$ и $N_т = f(H_т)$ двух турбин расходятся более существенно. Это хорошо видно из рис. 3, на котором приведены зависимости для турбин с $\pi_{т.расч}$ = 2,264.

Таким образом, по результатам реализации второго этапа можно сделать следующие выводы. Турбины, в основу проектирования которых положен метод Н. Мидзумати, несколько эффективнее турбин, спроектированных по методу множителей Лагранжа, но уступают им по эффективной мощности. Причем с уменьшением площади проходного сечения на входе эффективная мощность любой турбины растет.

Результаты реализации третьего этапа, т.е. определения импульсов давления $p_0^* = f(\varphi)$ и температур $T_0^* = f(\varphi)$ при различных значениях $\pi_{т.расч}$, а также метода проектирования турбин представлены на рис. 4 и 5.

Так, на рис. 4 для $\pi_{т.расч}$ = 1,698 приведены диаграммы изменения давления p_b во впускном трубопроводе (давление наддува) и давление p_0^* в выпускном трубопроводе на номинальном режиме работы ДВС. При этом располагаемая продолжительность $\Delta\varphi$ продувки турбины № 1 составила 53°27′ п.к.в., а для турбины № 1М — 53°7′. На рис. 5 то же самое показано для $\pi_{т.расч}$ = 2,264. При этом располагаемая продолжительность $\Delta\varphi$ продувки для турбины № 4 составила 27°40′, а для турбины № 4М — 28°5′.

Как показали результаты расчета, уменьшение площади проходного сечения на входе в турбину приводит к падению располагаемой продолжительности $\Delta\varphi$ продувки, росту давления p_0^* в выпускном трубопроводе. После того, как это давление достигнет максимума, оно начинает снижаться, но более полого, кривая растягивается и обозначается тенденция к образованию отраженной волны. Что нежелательно, так как при этом ухудшаются продувка и наполнения цилиндров ДВС, растет удельный расход топлива.

Четвертый этап, т.е. сравнительная оценка проектных решений проточной части турбины выполнялась на основании следующих критериев: коэффициента $\eta_{ти}$ использования располагаемой энергии импульса (табл. 2) и эффективной мощности $N_т$ турбины (рис. 6 и 7). Её результаты следующие.

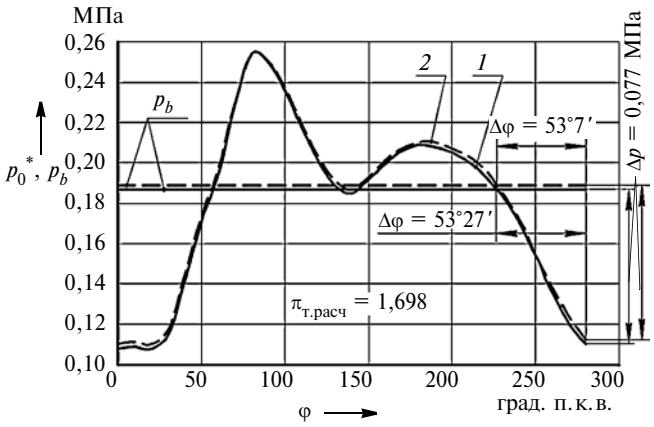


Рис. 4. Импульс давлений в выпускном трубопроводе и давление во впускном трубопроводе (давление наддува) при $\pi_{т.расч}$ = 1,698:

1 — турбина № 1; *2* — турбина № 1М

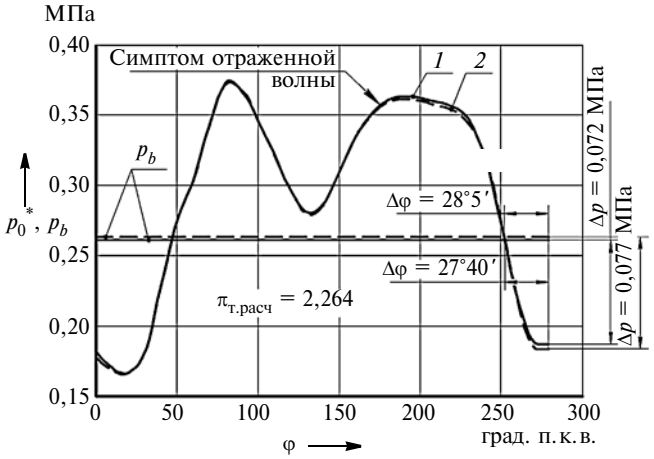


Рис. 5. Импульс давлений в выпускном трубопроводе и давление во впускном трубопроводе (давление наддува) при $\pi_{т.расч}$ = 2,264:

1 — турбина № 4; *2* — турбина № 4М

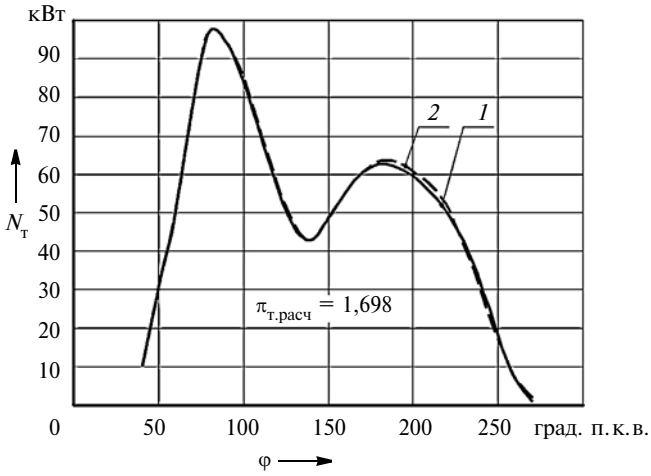


Рис. 6. Эффективная мощность турбин при $\pi_{т.расч}$ = 1,698:

1 — турбина № 1; *2* — турбина № 1М

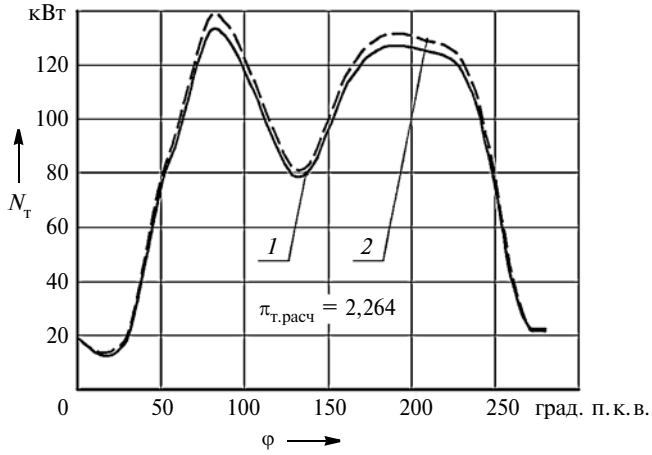


Рис. 7. Эффективная мощность турбин при $\pi_{т.расч}$ = 2,264:

1 — турбина № 4; *2* — турбина № 4М

Турбина № 1 при $\pi_{т.расч}$ = 1,698 — самая эффективная из всех, так как развивает наибольшую располагаемую продолжительность Δφ продувки (Δφ = 53°27′п.к.в.) и имеет коэффициент использования располагаемой энергии импульса $\eta_{ти}$ = 0,8. Но наибольшую эффективную мощность $N_т$ развивает турбина № 4М, однако она, как видно из результатов расчета предыдущего этапа, имеет ярко выраженный симптом отраженной волны и наименьшую продолжительность продувки — Δφ = 28°5′. Поэтому компромиссным решением будет турбина № 1.

Таким образом, исследования, выполненные авторами, показали: турбины, спроектированные с помощью метода Н. Мидзумати, эффективнее турбин, спроектированных по методу неопределенных множителей Лагранжа. За одним исключением — турбины с $\pi_{т.расч}$ = 1,698. Для расчетных режимов с $\pi_{т.расч}$ = 2,075 и $\pi_{т.расч}$ = 2,264 уступает она и по эффективной мощности. Главное же состоит в том, что метод Н. Мидзумати даёт результаты, очень близкие к экспериментальным. Это означает, что им и следует пользоваться при разработке новых турбокомпрессоров.

Таблица 2

№ турбины	1	2	3	4
$\eta_{ти}$	0,8	0,793	0,788	0,787
№ турбины	1М	2М	3М	4М
$\eta_{ти}$	0,797	0,804	0,808	0,811

Литература

1. Симсон А.Э. Газотурбинный наддув дизелей / А.Э. Симсон. М.: Машиностроение, 1964. — 248 с.
2. Степанов Г.Ю. Основы теории лопаточных машин, комбинированных и газотурбинных двигателей / Г.Ю. Степанов. М.: Машиностроение, 1958. — 350 с.
3. Мидзумати Н. Исследование радиальных газовых турбин / Н. Мидзумати. М.: Машгиз, 1961. — 120 с.
4. Лашко В.А. Метод проектирования проточной части радиально-осевой турбины комбинированного двигателя / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Двигателестроение. — 2011. № 3 (245). С. 13...19.
5. Пассар А.В. Аналитический обзор методов расчета турбины на среднем радиусе / А.В. Пассар, В.А. Лашко // Справочник. Инженерный журнал с приложением. 2013. № S9. С. 2...12.
6. Лашко В.А. Расчет потерь кинетической энергии в проточной части турбины как одна из проблем при реализации комплексного подхода / В.А. Лашко, А.В. Пассар // Вестник ТОГУ. 2011. — № 1 (20). — С. 79—90.

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.436

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДИЗЕЛЕЙ, СЕРТИФИЦИРОВАННЫХ ПО ДИРЕКТИВЕ 97/68 ЕС, НА СПЕЦАВТОМОБИЛЯХ И ВНЕДОРОЖНЫХ САМОХОДНЫХ МАШИНАХ В РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Доктора техн. наук **Л.Г. ТРЕМБОВЕЛЬСКИЙ**, **М.И. ГРИФФ**
САМТ-Фонд

Рассмотрена проблема сопоставимости системы сертификации внедорожных самоходных машин в отношении выбросов вредных веществ по Директиве 97/68/ЕС с действующими в Российской Федерации правилами ЕЭК ООН в соответствии с Техническим регламентом "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ". Указана причина возникновения проблемы и намечены пути ее решения.

Ключевые слова: *сертификация, двигатель, директива, циклы, нормативы, эмиссия, дискуссия.*

Trembovelsky L.G., Griff M.I.

THE USAGE OF DIESEL ENGINES, CERTIFIED BY DIRECTIVE 97/68 / EC IN SPECIAL VEHICLES AND OFF-ROAD MACHINES IN THE RUSSIAN FEDERATION

The article considers the problem of the comparability of the certification system of off-road mobile vehicles, in relation to the emission of harmful substances by Directive 97/68/EU with the UN ECE Rules, applied in Russian Federation according to Technical Regulations "On requirements for emissions of automotive vehicles, produced in the territory of the Russian Federation, harmful (polluting) substances". The article points at the source of that problem and the ways of solving it.

Keywords: *certification, engine, directive, cycle, standard, emission, discussion.*

Данная проблема возникла при введении в России пятого экологического класса, который в соответствии с Техническим регламентом "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ" действует с 2014 г. Согласно регламенту, действие Правил ЕЭК ООН № 96-02 перестало распространяться на автомобильную технику. Теперь для того, чтобы сертифицировать двигатель в соответствии с пятым экологическим классом, необходимо подтвердить его соответствие Правилам ЕЭК ООН № № 49-05B2(C)G и 24-03.

В настоящее время фирмы, выпускающие специализированную автомобильную технику — МЗКТ, БАЗ, "Катерпиллер", "Либхерр", "Брянский арсенал", "Ивановская марка" и др. — могут применять дизели различных фирм, созданные для использования на внедорожных самоходных машинах (*"non-road mobile machinery"*) и сертифицированные по Директиве 97/68/ЕС на соответствующие категории (например "Stage IIIA").

При действии в стране четвертого экологического класса, согласно упомянутого Технического регламента Правила ЕЭК ООН № 96-02 распространялись на транспортные средства категорий M1 максимальной массой свыше 3,5 т, M2, M3, N1, N2, N3 повышенной проходимости, с приводом на все колеса, в том числе с отключаемым приводом одной из осей, с дизелями, а также на сами дизели, предназначенные для установки на автомобильную технику этих категорий. Некоторые виды продукции вышеупомянутых производителей соответствует перечисленным категориям. Кроме этого, некоторые самоходные машины способны передвигаться по дорогам общей сети со скоростями превосходящими 80 км/ч. Например, все краны фирмы "Либхерр", а перемещение по дорогам общей сети указанной категории самоходных машин возможно только при наличии "Одобрения типа транспортных средств".

В подобных случаях допускается признание соответствия требованиям Правил ЕЭК ООН № 96-02 в отношении выброса дизелем вредных (загрязняющих) веществ на основании результатов испытаний на соответствие требованиям Директивы 97/68/ЕС. Корректность такого признания подтверждает анализ табл. 1. Как видим, условия проведения тестирования двигателей по рассматриваемым нормативным документам — одинаковы. В табл. 2 представлены нормативы выбросов вредных веществ в отработавших газах двигателей, определенные рассматриваемыми документами. Таким образом, условия тестирования двигателей по рассматриваемым системам сертификации идентичны.

В качестве примера можно привести сертификацию проведенную САМТ-Фондом в 2013 г. автокрана "Либхерр LTM 1060 3.1", оборудованного двигателем D 936 A 7, который был испытан по Директиве 97/68/ЕС на уровень выбросов "Stage IIIB". Это позволило признать соответствие требованиям Правила ЕЭК ООН № 96-02, категории L и открыть дорогу сертификации автокрана по четвертому экологическому классу.

Однако, следует заметить, что не все самоходные машины имеют полный привод и соответственно попадают под действие Правил № 96-02 ЕЭК ООН.

Теперь сопоставим условия и нормативы Директивы 97/68/ЕС с действующим в настоящее время в соответствии с Техническим регламентом (1) Правилом ООН № 49-05B2(C)G, требования которого соответствуют пятому экологическому классу (табл. 3).

Таблица 1

Испытательные циклы для двигателей с изменяющейся частотой вращения	Правило ЕЭК ООН № 96-02	Директива 97/68/ЕС
Дискретный режим испытания в устойчивом состоянии	8-ступенчатый (цикл C1 стандарта ISO 8178-4..2008)	8-ступенчатый (цикл C1 стандарта ISO 8178-4..2008)
Ступенчатый режим испытаний в устойчивом состоянии	9-ступенчатый, состоящий из устойчивых и 20-секундных переходных режимов	9-ступенчатый, состоящий из устойчивых и 20-секундных переходных режимов
Переходный цикл	Цикл NRTC — состоит из 1238 посекундных изменений режима работы двигателя	Цикл NRTC — состоит из 1238 посекундных изменений режима работы двигателя

Таблица 2

Категория	Полезная мощность, кВт	Уровень выбросов вредных веществ с отработавшими газами, г/кВт · ч							
		Правила ЕЭК ООН № 96-02				Директива 97/68ЕС			
		CO	HC	NO_x	PM	CO	HC	NO_x	PM
						STAGE IIIA			
H	130 ≤ P ≤ 560	3,5	4,0		0,2	3,5	4,0		0,2
I	75 ≤ P ≤ 130	5,0	4,0		0,3	5,0	4,0		0,3
J	56 ≤ P ≤ 75	5,0	4,7		0,4	5,0	4,7		0,4
						STAGE IIIB			
L	130 ≤ P ≤ 560	3,5	0,19	2,0	0,025	3,5	0,19	2,0	0,025
M	75 ≤ P ≤ 130	5,0	0,19	3,3	0,025	5,0	0,19	3,3	0,025
N	56 ≤ P ≤ 75	5,0	0,19	3,3	0,025	5,0	0,19	3,3	0,025

Таблица 3

<table>
<tr><td rowspan="2">Параметры и этапы испытаний</td><td colspan="2">Условия тестирования двигателей и нормативы эмиссии вредных веществ с отработавшими газами дизелей</td></tr>
<tr><td>Правила ООН № 49-05</td><td>Директива 97/68/ЕС</td></tr>
<tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td></tr>
<tr><td>Уровень выбросов</td><td>B2(C)G — 5 экологический класс</td><td>Stage IIIA, IIIB, IV</td></tr>
<tr><td>Определение выбросов вредных веществ с отработавшими газами двигателя с учетом фактора ухудшения (DF).
Определение коэффициента поглощения света отработавшими газами дизельного двигателя</td><td>ESC — European Stationary Cycle. Европейский цикл испытаний в установившихся режимах (13-ступенчатый цикл).
ETC- European Transient Cycle. Европейский цикл испытаний в неустановившихся (переходных) режимах.
ELR — European load response test. Европейский цикл испытаний реакции двигателя на изменение нагрузки</td><td>NRSC — Non road Steady Cycle — установившиеся режимы.
NRTC — Non road Transient Cycle-неустановившиеся (переходные) режимы</td></tr>
<tr><td>Нормы эмиссии вредных веществ с выхлопными газами</td><td>
<table>
<tr><td colspan="6">Циклы ESC и ELR</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Уровень</td><td>CO</td><td>HC</td><td>NO_x</td><td>PM</td><td>Дым</td></tr>
<tr><td colspan="4">г/кВт · ч</td><td>$м^{-1}$</td></tr>
<tr><td>B2</td><td>1,5</td><td>0,46</td><td>2,0</td><td>0,02</td><td>0,5</td></tr>
<tr><td>C</td><td>1,5</td><td>0,25</td><td>2,0</td><td>0,02</td><td>0,15</td></tr>
<tr><td colspan="6">Цикл ETC</td></tr>
<tr><td rowspan="2">Уровень</td><td>CO</td><td>NMHC</td><td>CH_4</td><td>NO_x</td><td>PM</td></tr>
<tr><td colspan="5">г/кВт · ч</td></tr>
<tr><td>B2</td><td>4,0</td><td>0,55</td><td>1,1</td><td>2,0</td><td>0,03</td></tr>
<tr><td>C</td><td>3,0</td><td>0,40</td><td>0,65</td><td>2,0</td><td>0,02</td></tr>
</table>
</td><td>Stage IIIA
<table>
<tr><td rowspan="2">Категория</td><td>CO</td><td>HC + NO_x</td><td>PM</td></tr>
<tr><td colspan="3">г/кВт · ч</td></tr>
<tr><td>H</td><td>3,5</td><td>4,0</td><td>0,2</td></tr>
<tr><td>I</td><td>5,0</td><td>4,0</td><td>0,3</td></tr>
<tr><td>J</td><td>5,0</td><td>4,7</td><td>0,4</td></tr>
</table>
Stage IIIB
<table>
<tr><td></td><td>CO</td><td>HC</td><td>NO_x</td><td>PM</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="4">г/кВт · ч</td></tr>
<tr><td>L</td><td>3,5</td><td>0,19</td><td>2,0</td><td>0,025</td></tr>
<tr><td>M</td><td>5,0</td><td>0,19</td><td>3,3</td><td>0,025</td></tr>
<tr><td>N</td><td>5,0</td><td>0,19</td><td>3,3</td><td>0,025</td></tr>
</table>
Stage IV
<table>
<tr><td></td><td>CO</td><td>HC</td><td>NO_x</td><td>PM</td></tr>
<tr><td></td><td colspan="4">г/кВт · ч</td></tr>
<tr><td>Q</td><td>3,5</td><td>0,19</td><td>0,4</td><td>0,025</td></tr>
<tr><td>R</td><td>5,0</td><td>0,19</td><td>0,4</td><td>0,025</td></tr>
</table>
Q — полезная мощность в кВт $130 \le P \le 560$
R — полезная мощность в кВт $56 \le P \le 130$</td></tr>
<tr><td>Испытания бортовой диагностической системы</td><td>— испытания без имитации сбоев;
— мероприятия по имитации сбоев и испытание БД системы с имитированным сбоем</td><td></td></tr>
</table>

Испытательные циклы NRTC и ETC объединяет посекундное изменение режима, но количество этих изменений разное — 1238 против 1800 соответственно. Кроме этого, величины нагрузок и частот вращения разные. В цикле ETC присутствует режим принудительного холостого хода, а испытания в соответствии с Директивой не контролируют дым в выхлопных газах и отсутствует испытание бортовой диагностики хотя современные дизельные двигатели любого назначения имеют встроенную в систему управления бортовую диагностику.

Необходимо отметить, что в Директиве нормативы выбросов вредных веществ для циклов с установившимися и неустановившимися режимами одинаковы. Циклы построены таким образом, чтобы рабочие зоны топливно-энергетического поля двигателей отражали характер их эксплуатации.

Очевидно, что несмотря на близость значений норм эмиссии вредных веществ с отработавшими газами двигателей соответствующих уровней Директивы 97/68/ЕС и Правил ЕЭК ООН № 49-05B2(C) признавать результаты испытаний, подтверждающие выполнение требований Stage IIIB или Stage IV, соответствующие V экологическому классу некорректно [1]. Возникшая ситуация сдерживает развитие рынка специализированных транспортных средств и приводит к дополнительным затратам, связанным с повторной сертификацией двигателей. Выход же из создавшегося положения видится в последовательных испытаниях достаточного количества двигателей различных фирм по методикам, используемым для сертификации по Директиве 97/68/ЕС и по Правилу ЕЭК ООН № 49-05B2(C) с тем, чтобы обоснованно придти к соответствующим выводам.

Некоммерческая организация "САМТ-Фонд" начала подготовку к исследованиям в этом направлении. Планируется двигатели, созданные для использования на внедорожных самоходных машинах ("*non-road mobile machinery*") и сертифицированные по Директиве 97/68/ЕС на соответствующие категории, подвергнуть стендовым испытаниям по Правилам №№ 49-05B2(C) и 24-03 с тем, чтобы определить уровни соответствия, а также, возможно, и корреляцию показателей эмиссии [2]. Главная цель предстоящих исследований — создать экспериментальную базу, подтверждающую корректность признания двигателей предназначенных для "non-road mobile machinery" и сертифицированных на необходимый уровень по Директиве 97/68/ЕС соответствующими первым четырем требованиям Правила ЕЭК ООН № 49-05B2(C) (таблица B, стр. 7 указанных правил) по пятому экологическому классу, что значительно уменьшит объем необходимых испытаний для получения экологического сертификата.

Учитывая актуальность темы, авторы предлагают продолжить дискуссию о возможных вариантах решения проблемы совместимости различных систем сертификации самоходных колесных машин в отношении выбросов вредных веществ.

Литература

1. Вайсблюм М.Е., Кисуленко Б.В., Гусаров А.П. Сравнительный анализ требований России, США, Японии в отношении выбросов вредных веществ легковыми автомобилями // ААИ. № 2 (61). 2010.
2. Кисуленко Б.В., Филипосянц Т.Р., Анакеев С.А. Сопоставимость нормативов и методов испытаний, применяемых в США, Европе и Японии для оценки вредных выбросов грузовых автомобилей и автобусов // ААИ. № 3 (56). 2009.

УДК 639.1.036

КОЛЕСО: ОТХОД ПРОФИЛЯ ШИНЫ ОТ КРУГОВОГО ТОРА И ПОЯВЛЕНИЕ ШИН ПЕРЕМЕННОГО ДАВЛЕНИЯ

Д-р техн. наук **И.В. БАЛАБИН**
Университет машиностроения (МАМИ) (495. 223-05-23)

Одним из важнейших параметров пневматической шины является отношение высоты профиля к его ширине. Следует напомнить, что первые пневмошины, как наследницы резинового шланга Данлопа, имели форму тора и в таком виде сохранялись довольно долго. Кардинальный ее пересмотр стал возможным только с появлением радиальных шин благодаря наличию брекерного пояса, окружные размеры которого можно варьировать. И, как показала практика эксплуатации, это стало ключевым фактором в части приспособленности шины к реализации высоких скоростей автомобиля, требующих большей его устойчивости, которая достигается за счет увеличения жесткостных свойств шин, в том числе и сопротивления боковому уводу. Кроме того, с увеличением ширины профиля возрастает площадь контакта шины с опорной поверхностью, что также способствует устойчивости движения и, к тому же, снижает износ шины.

Поскольку выходные характеристики шин (в частности, радиус качения) считаются установившимися и связаны с передаточным числом трансмиссии автомобиля, то снижение высоты профиля шины достигается увеличением посадочного диаметра. В результате освобождается пространство для размещения более мощных тормозных механизмов, что хорошо вписывается в контекст современной тенденции повышения безопасности конструкции скоростного автомобиля.

Учитывая разнообразие условий эксплуатации автомобилей и то обстоятельство, что те или иные дорожные условия проявляются, прежде всего, во взаимодействии с колесами транспортного средства, обусловило появление различных видов конструкции колеса и его пневматической шины. Повышение проходимости автомобиля в условиях грунтовых неусовершенствованных дорог и бездорожья было достигнуто за счет использования шин переменного давления, когда к специалистам пришло понимание зависимости тягово-сцепных свойств колеса от эластичности шины и площади ее контакта с опорной поверхностью, а также величины и расположения грунтозацепов, особенно на размокшем грунте, на котором реализация сцепных свойств колеса зависит от глубины погружения грунтозацепа, площади срезаемого им грунта в контакте и способности шины к самоочищаемости от грязи. Так родились шины переменного давления, которые имели относительно развитую ширину профиля, крупно расчлененный рисунок протектора, а система централизованной подкачки шин с рабочего места водителя обеспечивала регулирование внутреннего давления в них в зависимости от условий движения. Такая система нашла применение на армейских автомобилях, а ее затратность компенсировалась обеспечением возможности движения автомобиля как в условиях дорог с усовершенствованным покрытием, так и по бездорожью при снижении давления воздуха в шине до 0,05 МПа на особо труднопроходимых участках.

Рис. 1. Пневмокаток

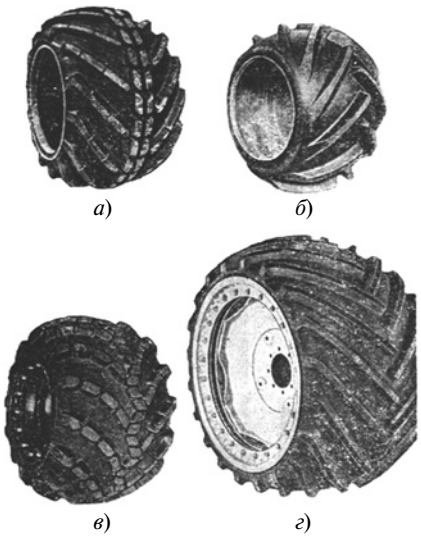


Рис. 2. Модели арочных шин:
а — типа 1000-600 модели И-213; *б* — типа 1140-700 модели Я-146; *в* — типа 1140-700 модели Я-170А; *г* — типа 1300-750 модели Я-369

Стремление к возможности преодоления тяжелого бездорожья и пересеченной местности привело к появлению так называемых пневмокатков (рис. 1), отличающихся повышенной эластичностью довольно тонкой малослойной резиновой оболочки, чрезвычайно развитой шириной и высотой профиля шин на ободе весьма малого посадочного диаметра. Такие колеса используются на мобильных объектах специального назначения, а в качестве повышения проходимости автомобилей общего назначения нашли применение пневмошины арочного типа (рис. 2), которые, по замыслу специалистов, должны были устанавливаться на ведущую ось грузового автомобиля общего назначения и увеличивать его проходимость.

Что касается самой арочной шины, то обеспечение ею повышенных тягово-сцепных свойств в условиях бездорожья было убедительно подтверждено в ходе дорожных и широких эксплуатационных испытаний в силу специфического профиля арочного типа, при взаимодействии которого с влажным грунтом последний не выдавливался в стороны, как это имеет место шинами обычной конструкции, а уплотнялся эластичной ее беговой дорожкой (его выдавливанию препятствовали жесткая периферийная часть колеса). Однако повышению проходимости стандартного грузового автомобиля с неведущей передней осью препятствовало наличие на ней обычных колес, которые, глубоко погружаясь в размокший грунт, оказывали повышенное сопротивление движению.

Высокая стоимость, необходимость использования специального шасси для пневмокатков, а также проблемы применения арочных шин на стандартных шасси ограничивают их использование в настоящее время. Зато ши-

ны переменного давления в силу своей универсальности остаются на вооружении армейских автомобилей, невзирая на повышенную стоимость как самих шин, так и применяемой системы централизованной их подкачки. Кстати, последняя повышает мобильность автомобиля в случае пулевого пробоя шин, что тоже актуально для военной техники.

Представляется уместным обратить внимание на тот факт, что в свое время обод колеса для шин переменного давления выполнялся из двух частей (рис. 3, *г*), которые стягивались болтами. Благодаря распорному кольцу между бортами шин они плотно удерживались на ободе независимо от внутреннего давления воздуха в шине, в том числе и чрезвычайно низкого (порядка 0,05 МПа), при котором сильно деформированная шина обеспечивала наивысшую проходимость автомобиля, о чем сказано выше. Практика эксплуатации таких автомобилей вскрыла серьезные проблемы, связанные с демонтажом этих колес ввиду коррозии резьбовых соединений и в ряде случаев полной невозможности разборки обода. В дополнение к указанным недостаткам имел место фактор, связанный с естественным колебанием толщины бортов шины при ее изготовлении, что приносило немалые трудности в обеспечение требуемой плотности посадки бортов на ободе, так как неизбежное отклонение толщины бортов шины от номинальной в большую сторону вызывало перенапряжение болтового соединения и чрезмерное пережатие бортов шины либо недостаточно плотную посадку бортов шины на ободе при отклонении толщины бортов шины от номинальной в меньшую сторону.

В результате серии экспериментов в существовавшем тогда ЦКТБ колесного производства была разработана новая конструкция колеса, обод которой содержал так называемые торообразные посадочные полки (рис. 3, *а*), которые, по замыслу автора, должны были обеспечить необходимую плотность посадки шины на ободе как при номинальном внутреннем давлении, так и пониженном.

Серия сравнительных лабораторно-дорожных испытаний, проведенных с участием ЦКТБ колесного производства на ЗИЛе, подтвердила работоспособность такой конструкции при нижней границе внутреннего давления воздуха в шине в 0,1 МПа, хотя применяемые шины допускают снижение давления до 0,05 МПа.

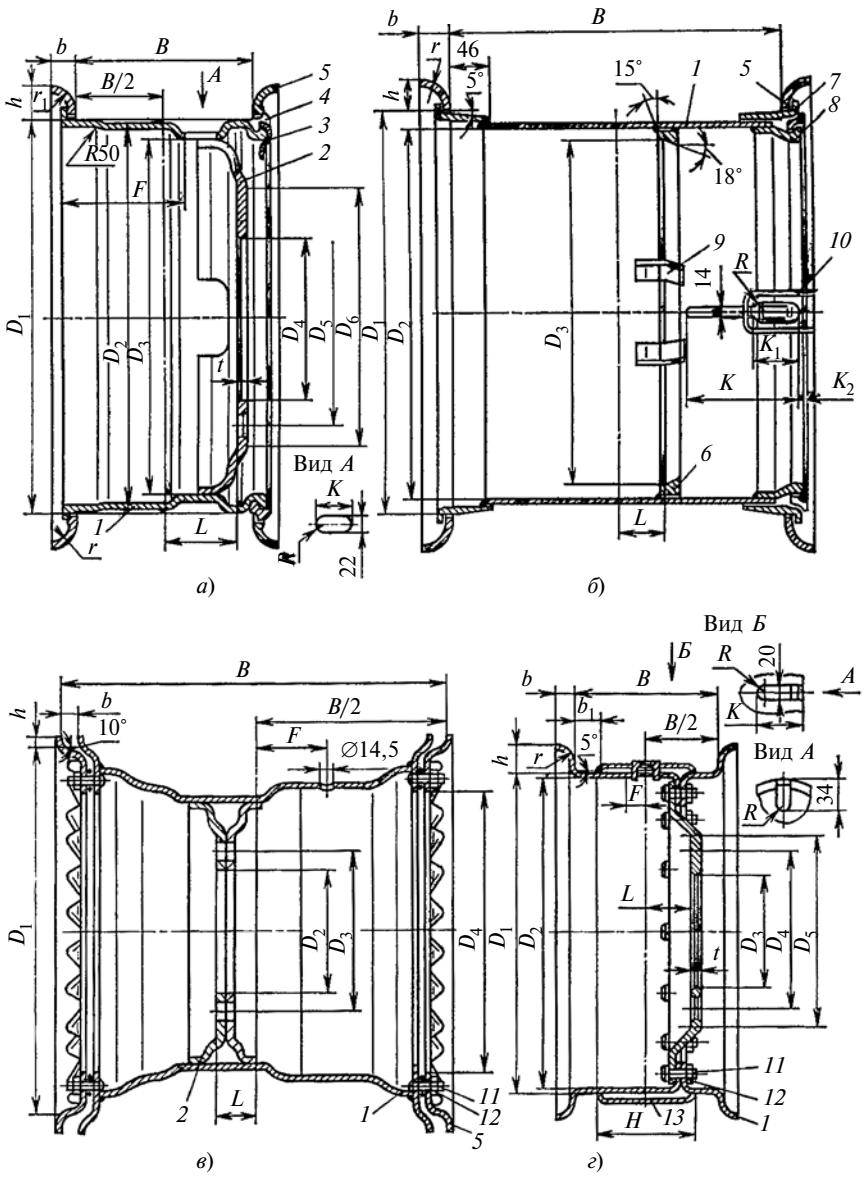


Рис. 3. Колеса для автомобилей повышенной проходимости:

а — с тороидальными посадочными полками; *б* — для камерных широкопрофильных шин; *в* — 1140×700 под арочную бескамерную шину; *г* — 8,00CV-18 для шин с регулируемым давлением; *1* — основание обода; *2* — диск; *3* — кронштейн для крепления крана подкачки воздуха и ограничитель от проворота замочного кольца; *4* — замочное кольцо; *5* — бортовое кольцо; *6* — установочное кольцо; *7* — посадочное кольцо; *8* — замочная часть обода; *9* — ограничитель от проворота обода; *10* — кронштейн вентиля; *11* — болт; *12* — гайка; *13* — распорное кольцо

Поскольку предложенная конструкция обладала целым рядом ощутимых преимуществ, а именно, не имела проблемного болтового соединения, обладала меньшей массой и трудоемкостью монтажных и особенно демонтажных работ, то полученный результат устроил заказчика, который не обратил внимания на то, что предложенная автором проекта "испытательная трасса" была выполнена в виде восьмерки, что исключало возможность действенной проверки плотности посадки бортов шины на тороидальных посадочных полках без распорного кольца, исключающего сползание бортов шин с посадочных полок, особенно при низком внутреннем давлении воздуха в шине.

Полученные результаты испытаний получили положительную оценку заказчика, после чего было принято решение о запуске промышленного производства колес этого типа.

При подробном рассмотрении посадки шины на обод с торообразными посадочными полками обращает на себя внимание то обстоятельство, что плотность посадки бортов обеспечивается за счет усилия, возникающего между выпуклой частью посадочной полки обода и резинокордным массивом борта шины, расположенным между его стальными бортовыми коль-

цами. В этом случае усилие в контакте между ободом и шиной не может оставаться с течением времени постоянным, и в силу релаксации резины плотность посадки шины на ободе будет ослабевать, что и подтверждается образованием канавки в посадочной части ее борта. В результате при сниженном внутреннем давлении воздуха неминуемо произойдет сползание шины с посадочных полок обода, и потеря несущей способности шины, а следовательно, и утеря подвижности мобильной машины в условиях боевых действий равносильно ее гибели.

Таким образом, есть основания заявить о неспособности данной конструкции обода обеспечить надежную работу колеса при сниженном давлении воздуха, гарантирующем максимальную проходимость автомобиля, а вместе с тем оказывается под вопросом целесообразность применения этой конструкции колеса для шины, которая спроектирована для работы, в том числе на грунтах с низкой несущей способностью, когда для повышения проходимости требуется снижение давления до 0,05 МПа. И уже должен насторожить тот факт, что результатами испытаний установлено предельное (0,1 МПа) значение снижения давления воздуха в шине, при котором сохраняется работоспособность колеса, в то время как для шин этот предел наполовину меньше — 0,05 МПа, обеспечивая при этом максимальные характеристики проходимости. Следовательно, либо должна быть пересмотрена данная конструкция обода, как не обеспечивающая максимальных возможностей шины, либо должны быть изменены технические условия на шину в сторону повышения предельного минимального давления до 0,1 МПа. Положение, при котором остаются недоиспользованными возможности шин, является с инженерной точки зрения лишенным смысла, а потому неприемлемым.

Целесообразность уширения профиля шины подтверждается практикой эксплуатации, позволяя вместо сдвоенных обычных шин на грузовых автомобилях установить одну широкопрофильную, обеспечивая существенную экономию резинокордных материалов, снижая расход металла в производстве колес, и за счет снижения массы колесного узла улучшить технико-экономические показатели подвижного состава. Однако при этом необходимо указать на снижение сопротивления уводу широкопрофильной шины по сравнению со сдвоенными, так как в этом случае сопротивление боковому возмущению оказывают только две боковые стенки шин вместо четырех сдвоенных. По этой причине в настоящее время установилась тенденция применения на ведущих осях автомобилей-тягачей обычных сдвоенных шин, а на полуприцепе — одинарных широкопрофильных. В этом случае на криволинейной траектории достигается необходимая устойчивость движения автопоезда и повышается его управляемость за счет меньшего сопротивления повороту прицепа.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Шушкин М.А., Фоменков Д.А. — Стратегия имитации как инструмент развития автомобилестроения 1

Егоров А.Н., Трухнов Л.И., Лашковский Р.В. — 55 лет конструкторской службе БелАЗа: время подводить итоги, повод заглянуть в будущее. 6

АСМ-факты 9

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Кузнецов Е.В. — Система подачи топлива дизеля 11

Андреенков А.А., Дементьев А.А. — Результаты исследования теплового состояния генератора автомобильной микротурбины 14

Лапшин В.П., Туркин И.А. — Алгоритм диагностирования состояния контакта колеса с дорожным покрытием. 16

Егоров К.А., Коротков В.И., Хортов В.П. — Электронное реле указателя поворота и аварийной сигнализации автомобиля. 21

Яковлева С.П., Махарова С.Н. — Фрактодиагностика оскольчатого разрушения автомобильного газового баллона 23

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Геращенко В.В., Коваленко Н.А., Вепринцев Н.В., Миронов К.Д. — Стенд для диагностирования дизеля 26

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Гравин А.А., Симагин Д.Н., Литовка Ю.В., Дьяков И.А. — Технология получения оксидных покрытий из электролитов с добавками наноуглеродных материалов. 28

Пассар А.В., Тимошенко Д.В. — Комплексный метод расчета проточной части радиально-осевой турбины турбокомпрессора ТКР-14 31

ИНФОРМАЦИЯ

Трембовельский Л.Г., Грифф М.И. — Об использовании дизелей, сертифицированных по Директиве 97/68 ЕС, на спецавтомобилях и внедорожных самоходных машинах в Российской Федерации 36

Из истории автомобилестроения

Балабин И.В. — Колесо: отход профиля шины от кругового тора и появление шин переменного давления. 38

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Зам. главного редактора Р.В. Козырев

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин — д-р техн. наук, **С.В. Бахмутов** — д-р техн. наук, **О.И. Гируцкий** — д-р техн. наук, **В.И. Гладков** — канд. техн. наук, **М.А. Григорьев** — д-р техн. наук, **А.С. Ковригин** — зам. генерального директора АСМ-холдинг, **С.М. Круглов** (МГМУ МАМИ), **Т.И. Ксеневич** — канд. техн. наук, **Ю.А. Купеев** — д-р техн. наук, **Г.И. Мамити** — д-р техн. наук, **В.А. Марков** — д-р техн. наук, **А.В. Николаенко** — д-р экон. наук, **Э.Н. Никульников** — канд. техн. наук, **В.И. Пашков** (АМО "ЗИЛ"), **В.А. Сеин** — начальник аналитического отдела АСМ-холдинг, **Н.Т. Сорокин** — д-р экон. наук, **А.И. Титков** — канд. техн. наук, **В.Н. Филимонов** — ответственный секретарь

Белорусский региональный редакционный совет:

В.Б. Альгин (зам. председателя), **А.Н. Егоров, Ан.М. Захарик, Г.М. Кухаренок, П.Л. Мариев, Ю.И. Николаев, И.С. Сазонов, С.В. Харитончик**

Информационный партнер АНО "НИЦ "Русаен"

Технический редактор *Шацкая Т.А.*
Корректор *Сажина Л.И.*
Сдано в набор 03.03.2015. Подписано в печать 28.04.2015.
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 Машиностроение»
Адрес издательства и редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефоны: (915) 412-52-56, (499) 269-52-98 (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 ПН № 77-7184
Цена свободная.
Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней. За содержание рекламных объявлений ответственность несет рекламодатель.

Перепечатка материалов из журнала "Автомобильная промышленность" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией; ссылка — обязательна.