



ЭКОНОМИКА

И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

АНАЛИЗ ТЕКУЩЕГО ПОЛОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕЕ ИННОВАЦИОННОГО РАЗВИТИЯ

Кандидаты эконом. наук **А.Ю. ПЛАТКО** и **Д.А. ЛЫКОВ**
МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Даются результаты анализа текущего положения автомобильной отрасли и раскрываются перспективы ее инновационного развития.

Ключевые слова: экономический анализ, экономическая система, инновационная транспортная продукция, конкурентоспособность автомобильной промышленности.

Platko A.Yu., Lykov D. A.

ANALYZING THE CURRENT SITUATION AUTOMOTIVE INDUSTRY AND PROSPECTS FOR ITS INNOVATIVE DEVELOPMENT

The results of analysis of the current situation the automotive industry and open the prospects for its innovative development are considered.

Keywords: economic analysis, economic system, an innovative transportation products, the competitiveness of the automotive industry.

Зарубежные автомобильные корпорации, несмотря на сложности кризисного периода, остаются одним из крупнейших источников валового дохода в экономике стран Западной Европы, США, Японии и Китая. Например, их доля в ВВП США и Франции составила 5 %, Германии – 10,5, Японии – 15 %. При этом в 2009 г. доля продукции автомобилестроения Японии в мировом производстве автомобилей равнялась 28 %, Германии – 16, Китая – 15, США – 11 %. В десятку лидеров также попали Бразилия (7 %), и Индия (4 %). Положение России, согласно статистическим наблюдениям, за последние 10 лет (с 2000 по 2010 г.) не изменилось: в мировом рейтинге она по-прежнему занимает граничное 10-е место (2 %).

Но при внешнем благополучии зарубежного автомобилестроения, мировые производители сталкиваются с рядом сложностей, которые снижают конкурентоспособность их продукции.

Так, США пережили расцвет автомобилестроительной отрасли 30 лет назад и с тех пор фактически

не создали концептуально новых автомобилей: у них отсутствуют инновационные концепции (получившие признание модели автомобилей, которые служат прототипами новых); снижается качество материалов; остается жесткая приверженность к крупносерийному производству; коммерческая составляющая преобладает над качеством, высокие продажи являются результатом активной реализации маркетингового подхода. Для европейских же, японских и южнокорейских производителей, наоборот, характерным становится улучшение и без того хороших моделей – совершенствуются конструкции, внедряются новые материалы и технологии. Правда, надуманные формы зачастую выдаются за нечто сверхмодное и революционное.

Наилучшие перспективы, при сохранении геополитической ситуации, у Индии и Китая. Производители этих стран показывают очень высокие темпы развития. Создаются с нуля полноценные предприятия с огромным потенциалом производства, приглашаются ведущие специалисты, перенимается мировой опыт изготовления автомобилей, финансируются инновационные разработки.

Российское автомобилестроение также развивается, но сталкивается с рядом трудностей, причем многие из них – результат сравнительно недалекого прошлого. Дело в том, что развитие отечественного автопрома в течение продолжительного времени осуществлялось экстенсивными методами в условиях замкнутого экономического пространства под давлением централизованной системы управления, что лишило национальных производителей необходимости вести экономический расчет и конкурировать. При переходе к капиталистическим методам ведения экономики эти факторы спровоцировали деградацию отечественного автомобильного производства и его погружение в состояние глубокого кризиса.

Попытки же его реформирования, предпринимаемые начиная с 1992 г., натолкнулись на ряд объективных проблем. В том числе таких, как крайняя необеспеченность оборотными средствами, давление обязательств в социальной сфере, моральный и физический износ производственных мощностей, несо-

Таблица 1

Вид продукции	Уровень использования среднегодовых мощностей по выпуску АТС, %					
	2005 г.	2006 г.	2007 г.	2008 г.	2009 г.	2009/2008 гг.
Легковые автомобили	68	76	77	73	30	0,41
Грузовые автомобили	48	55	69	55	17	0,31
Автобусы	73	70	85	55	26	0,47

вершенство институциональной среды и отсутствие инновационной технологической базы. Результат известен: за последние 20 лет выпуск грузовых автомобилей упал в 7,3 раза, автобусов – на 40 %, легковых автомобилей – на 45 %; прекратили свою работу АЗЛК и "ИжАвто". А тут еще подоспел мировой финансово-экономический кризис, из-за которого объем производства в стоимостном выражении в 2009 г. сократился, по сравнению с 2008 г., на 394 млрд руб. (на 26 %), производство продукции автомобильного сектора упало на 37,6 %, сальдированный финансовый результат составил 110 737 млн руб. убытка, а рентабельность проданных товаров не превысила 1,5 % (в 2008 г. она была равной 4,1 %). Что же касается активов, то их рентабельность стала отрицательной (–5,1 %).

Резкое снижение перечисленных показателей – проявление кризисных явлений, которые, как известно, наиболее сильное воздействие оказывают на отрасли, обеспечивающие высокий уровень добавочной стоимости ВВП. И это закономерно. Темп инфляции в 2009 г. составил 22 %, что спровоцировало падение потребительского спроса, а снижение на 2,5 % индекса потребительских цен в области производства транспортных средств усугубило ситуацию на предприятиях. Достаточно сказать, что на 1 января 2010 г. в сфере транспортного производства действовало 403 убыточных организации, т.е. 46 % общего их числа, причем их убыток достиг ~ 54,4 млрд руб. Почти на четверть (23 %) сократилась среднесписочная численность работников, причем 17,7 % сотрудников выбыли в связи с сокращением кадров. Средняя заработная плата на предприятиях отрасли составила 17 367,8 руб. – на 58 % ниже, чем в наиболее благополучных добывающих отраслях.

И еще. Финансирование хозяйственной деятельности автопроизводителей в 2009 г. за счет собственных средств осуществлялось всего лишь на 47,1 %, а за счет привлеченных средств – на 52,9 %, в том числе за счет бюджетного финансирования – на 2,9 %. (Для сравнения: в 2000 г. финансирование на 82,6 % осуществлялось за счет собственных средств, на 17,4 % – за счет привлеченных средств, в том числе за

счет бюджетного финансирования – на 1,5 %, а в 2005 г. соответственно на 80,6; 19,4 и 2,9 %).

Нельзя не отметить и еще одно новое обстоятельство: с 2008 г. начался рост взносов иностранных инвесторов в уставный капитал предприятий, производящих транспортные средства и оборудование. Например, их доля только в период с 2008 по 2009 г. увеличилась с 34,7 до 79,5 % и составила 100 млрд руб. уставного капитала. Это, конечно, положительно сказывается на процессе развития реального сектора экономики. Но, с другой стороны, этот факт свидетельствует об усилении иностранной экспансии в этом секторе, что никак уже нельзя характеризовать только с положительных позиций.

Уровень использования среднегодовых мощностей на предприятиях автомобильной промышленности остается низким (табл. 1), и особенно на предприятиях, выпускающих грузовые автомобили. Причем настораживает то, что снижение уровня использования мощностей связано не только с кризисными явлениями, но и с продолжающимся сокращением спроса на продукцию отечественных производителей, а также критической степенью износа основных фондов, которая к началу 2010 г. составила 50,3 %, а удельный вес полностью изношенных основных фондов зафиксирован на уровне 24 %.

Приведенные показатели – самые высокие по сравнению с аналогичными показателями в других отраслях. Правда, коэффициент обновления основных средств в 2009 г. составил 10,1 %, что на 1,5 % выше, чем в 2008 г. Однако коэффициент выбытия изношенных производственных фондов не превысил 0,7 %.

Увеличение коэффициента обновления основных фондов подтверждает структурный анализ затрат на производство транспортной продукции (табл. 2).

Так, из таблицы видно, что доля амортизационных отчислений с 2008 по 2009 г. увеличилась на 4 %, а доля материальных затрат снизилась. Повышение затрат на оплату труда позволило поднять объемы выплат по ЕСН с 3,5 до 3,9 %.

Весьма показательна также информация о кредиторской задолженности предприятий, выпускающих транспортные средства и оборудование (табл. 3).

Таблица 2

Годы	Все затраты	Структура затрат							
		все материальные	сырье, материалы	топливо	энергия	оплата труда	единый социальный налог	амортизация	прочие
2005	100	69,6	63,1	1,6	2,6	15,3	3,9	2,8	8,4
2006	100	70,2	64,7	1,4	2,3	14,7	3,7	2,1	9,4
2007	100	71,7	67,6	1,2	2,1	14,2	3,5	2,0	8,6
2008	100	70,8	65,8	1,2	2,0	14,6	3,5	2,1	9,0
2009	100	63,2	51,7	1,2	2,5	16,8	3,9	3,2	13,0
2009/2008	1	0,89	0,79	1	1,25	1,15	1,11	1,52	1,44

Годы	Кредиторская задолженность, млн руб.				Дебиторская задолженность, млн руб.		Превышение кредиторской задолженности над дебиторской	
	всего	поставщикам	в бюджет	в государственные внебюджетные фонды	всего	покупателей	млн руб.	%
2005	353 174	110 331	23 465	14 413	216 442	108 635	136 732	63,2
2006	437 388	133 782	21 595	13 779	264 064	111 830	173 324	65,6
2007	561 679	178 535	22 142	12 673	322 555	148 102	239 124	74,1
2008	707 084	272 152	27 217	11 800	394 428	202 662	312 656	79,3
2009	815 385	209 468	27 591	10 551	441 343	172 116	374 042	84,8

Как видим, кредиторская задолженность прогрессирует, а востребованная дебиторская задолженность может покрыть только 54 % обязательств.

Оценка структуры оборотных активов за 2009 г. проводится, как известно, по трем основным критериям – коэффициентам текущей ликвидности, обеспеченности собственными оборотными средствами и автономии. Воспользуемся ими. В качестве нормального ограничения коэффициента текущей ликвидности считается его величина ≥ 2 . В отраслевом балансе его значение равно 1,13 – меньше минимально допустимого значения на 43,5 %. Для коэффициента обеспеченности нормативное значение составляет не менее 0,1, а реальный показатель находится на уровне $-0,19$, т.е. он отрицателен. Коэффициент автономии ниже нормального ограничения (0,5) на 0,03: он равен 0,47.

Таким образом, структура баланса характеризует предприятия отрасли, как неплатежеспособные.

На фоне деградации национального автомобилестроительного сектора усиливается приток импортных АТС. Например, к началу 2008 г. объем импорта легковых автомобилей увеличился на 157 % (1993 тыс. шт.), а грузовых – на 197 % (149 тыс. шт.). Правда, в течение 2009 г. ситуация несколько изменилась: приток зарубежной техники сократился до 521 тыс. легковых автомобилей и 25,9 тыс. грузовых. Но это явление, по-видимому, временное, вызванное проявлением серьезных проблем у мировых производителей, которые в период кризиса были вынуждены приостанавливать работу своих конвейеров.

Экспортные же поставки наших АТС в течение 2009 г., наоборот, упали: по легковым автомобилям – со 132 тыс. до 41,9 тыс. шт., по грузовым – с 44,5 тыс. до 15,6 тыс. шт. Основными потребителями отечественной продукции как были Украина, Казахстан, Белоруссия и Венгрия, так ими и остаются.

Общие выплаты 2009 г. по закупленным технологиям в области производства транспортных средств и оборудования составили 60,4 млн амер. долл. При этом объемы экспорта в данной области явно скромнее – всего 2 млн долл.

Текущее положение отрасли целесообразно рассмотреть и с точки зрения отношения производителей к инновациям. А картина здесь, можно сказать, тоже не очень благоприятная: удельный вес предприятий, осуществлявших технологические инновации в области производства транспортных средств, постепенно сокращается. Так, если в 2005 г. он был 23,8 %, то в 2009 г. – 19,2 %, т.е. общее число предприятий,

занимавшихся внедрением инноваций, сократилось на 4,6 %. Та же тенденция характерна и для инновационных товаров, работ, услуг: их доля за последние пять лет снизилась на 3,9 %. Причем причины такого падения носят явно субъективный характер, так как затраты на технологические инновации и перевооружение растут постоянно. Например, в 2005 г. они составили 17,9 млрд руб., а в 2010 г. – 30,9 млрд (возросли на 72,6 %).

Если рассмотреть удельный вес организаций, оценивших воздействие результатов инновационной деятельности на их развитие, то можно прийти к выводу, что наиболее продуктивными могут считаться инновации, нацеленные на расширение ассортимента товаров, работ и услуг, а также усилия по сохранению традиционных рынков сбыта, а наименее эффективными – инновации, нацеленные на расширение рынков сбыта, улучшение качества товаров, услуг и обеспечивающие соответствие современным технологическим регламентам, правилам и стандартам. Если же говорить конкретно, то самыми малоэффективными с точки зрения воздействия на развитие производства являются следующие факторы: замена снятой с производства устаревшей продукции; повышение гибкости производства и рост производственных мощностей; увеличение занятости, сокращение затрат на заработную плату; принятие мер по мотивации к осуществлению инновационной деятельности; улучшение информационных связей внутри организаций или с другими организациями; сокращение времени взаимодействия с клиентами или поставщиками; внедрение несовершенных товаров и услуг на рынки сбыта.

Стабилизация мирового финансового рынка в 2010 г. привела к постепенному выравниванию рыночной ситуации. Но организационные, структурные проблемы остаются нерешенными и потому с течением времени ситуация в отрасли может ухудшиться. Согласно выводам, представленным в Стратегии развития автомобильной промышленности на период до 2020 года, "текущее состояние автомобильной промышленности в России, особенно в сегменте производства легковых автомобилей, можно охарактеризовать как критическое. При сохранении текущих тенденций, если на государственном уровне не будут приняты решительные комплексные меры по стимулированию инновационного развития отрасли, отечественное автомобилестроение может полностью деградировать через 3–5 лет".

Таблица 4

Параметр	2005 г.	2006 г.	2007 г.	2008 г.	2009 г.
Общая площадь территории государства, тыс. км ²	17098,2				
Протяженность автомобильных дорог, тыс. км	724	754	771	754	776
Густота автомобильных дорог, км на 1000 км ² территории	42,4	44,1	45,1	44,1	45,4

В связи с этим Правительство РФ предпринимает локальные действия по ликвидации последствий кризиса и оживлению ситуации в автопроме. В частности, на это направлена программа антикризисных мер, базовая часть которых сводится к увеличению государственных закупок автомобильной техники; субсидированию кредитных ставок на приобретение легковых автомобилей; прямое предоставление средств автозаводам на их развитие (в период с 2010 до 2020 г. планируется инвестировать 1,2–1,8 трлн руб.); поддержке программы утилизации и стимулированию спроса на покупку нового автомобиля, выпущенного на территории России.

Эта программа вызывает противоречивые мнения, так как она не ликвидирует дисбаланс между текущим положением автомобилестроительной отрасли, ее экономическим значением и результатами деятельности, которые подвержены отрицательной динамике и не вызывают доверия у населения.

Сложности, с которыми сталкиваются отечественные автопроизводители, указывают на несоответствие целей общества и инфраструктуры, т.е. экономическая система не адаптирована к воздействию внешней среды и не имеет возможности минимизировать это воздействие.

Чтобы скоординировать усилия, в последнее десятилетие ведутся интенсивные поиски институциональных форм, способных сохранить мультипликативную функцию предприятий и соединить материальные, информационные и капитальные ресурсы с усилиями менеджеров и сотрудников для создания новых продуктов и услуг, способных удовлетворить общественные потребности. И если с этой точки зрения рассмотреть перспективы развития автомобильной промышленности и проанализировать территориальный ее аспект (табл. 4), то можно прийти к выводу: из-за огромной площади нашего государства обеспечить транспортными артериями каждый населенный пункт невозможно. Ведь к настоящему времени 28,5 % сельских населенных пунктов не имеют связи с сетью путей сообщения общего пользования. (Для сравнения: густота автомобильных дорог США составляет 676,6 км на 1000 км² территории, в Швеции — 949,0 км на 1000 км².) Поэтому в перспективе должны рассматриваться вопросы не только конструирования кардинально новых автомобилей, но и возможности преобразования самих способов движения. Что, в общем-то, уже начинает делаться. Пример тому — проводимые в нашей стране инновационные исследования в области разработок альтернативных видов транспорта на стыке автомобиле-, самолето- и судостроения. Так, одним из интересных про-

ектов можно считать проектирование инновационной транспортной продукции, которая эффективным образом реализует потенциал российской авиационной и автомобильной промышленности и нацелена на получение гибридов легкого вертолета и автомобиля.

Этот проект направлен на реализацию взаимной заинтересованности государства, ОАО "УАЗ" и широкого круга потребителей в формировании новых многофункциональных транспортных средств с максимально расширенной средой их использования. Анализ проекта показывает высокую эффективность инвестиций учредителей в уставный капитал совместного предприятия. Так, чистая текущая стоимость проекта составляет 39 млн амер. долл.; внутренняя норма доходности — 29 %; дисконтированный срок окупаемости — 12 лет.

Очевидно, что данная сфера связана с большими инвестиционными вложениями при большом сроке окупаемости и высоким уровнем риска. Поэтому ее развитие невозможно без значительной поддержки государства, а также крупного и малого бизнеса.

Но этот проект, — конечно, частность. Однако знаковая, которая говорит о том, что только понимание необходимости системных кардинальных изменений позволит вывести отечественную автомобильную промышленность на новый качественный уровень и обеспечит ей стабильное положение в рамках международной специализации. В целом же выводы из официальных документов [1 — 4], на основе которых и построена статья, сводятся к следующему.

1. Конкурентоспособность российской экономики возможна лишь при условии возрождения реального ее сектора и переориентации финансового сектора на обслуживание промышленности.

2. В целом для автомобильной промышленности России складываются предпосылки, которые могут привести к стабилизации ее развития при условии высокопрофессионального управления.

3. Основными направлениями преобразований следует признать диверсификацию на основе инновационного технологического развития; последовательную демонаполизацию экономики и создание конкурентных рынков, устранение избыточного государственного регулирования экономики, обеспечение условий для свободного предпринимательства и внедрение механизмов частно-государственного партнерства; повышение уровня конкурентоспособности инженерных и управленческих кадров; резкое увеличение доли эксплуатации экономичных и экологических автомобилей в соответствии с мировыми стандартами и перевод автомобильного транспорта не только на новые виды топлива, но и новые способы движения.

Литература

1. Концепция долгосрочного социально-экономического развития РФ на период до 2020 года.
2. <http://prognosis-future.org>. Стратегия развития автомобильной промышленности РФ на период до 2020 года.
3. Промышленность России. 2010: Стат. сб. / Росстат. М., 2010. — 453 с.
4. Основные показатели транспортной деятельности в России. 2010: Стат. Сб. / Росстат. М., 2010. — 95 с.

КРИЗИС НА ПРЕДПРИЯТИИ И РАБОТА МЕНЕДЖМЕНТА ПО ВЫХОДУ ИЗ НЕГО

Канд. техн. наук **Ю.И. ИВАНОВ**

Самарский ГТУ (846. 332-42-20)

Приведена методика оценки положения предприятий с помощью комплексного показателя K , определенного по единичным показателям, даны оценка деятельности предприятия автосервиса за 2007–2010 гг. и рекомендации по выходу из кризиса.

Ключевые слова: кризис, методика оценки состояния предприятия, пример оценки работы автосервиса, последовательность оценки, выводы.

Ivanov Yu.I.

CRISIS AT THE ENTERPRISE AND MANAGEMENT WORK ON AN EXIT FROM IT

The technique of an estimation of position of the enterprises by means of a complex indicator on the accepted single indicators is resulted. Calculation of an estimation of activity of the enterprise of car-care center for 2007–2010 is given, recommendations about an overcoming the crisis are resulted.

Keywords: crisis, method of assessing company's, example of assessing the car service activity, the sequence of assessing, conclusion.

В ходе глобального кризиса, начавшегося в 2008 г., Россия потеряла треть своих резервов. Падение промышленного производства составило 10 %, инвестиции сократились на 15 %, резко ухудшились результаты финансовой деятельности предприятий и фирм [1]. Все это привело к снижению их платежеспособности и ухудшению экономического положения [2 и др.]. Поэтому перед ними встали задачи быстрого выхода из кризиса за счет правильных управленческих решений, стратегии инновационного развития и притока новых инвестиций. Правительство же, со своей стороны, приняло свой план оздоровления экономики страны, состоящий из семи разделов, которые включают социальную защиту граждан; сокращение промышленного и технологического потенциала; активизацию внутреннего спроса; снижение административных барьеров для бизнеса и др. В результате в стране начала осуществляться долгосрочная программа развития, рассчитанная на 12 лет. Ожидается, что в соответствии с ней к 2020 г. Россия по ВВП должна занять пятое место в мире – после США, Китая, Индии и Японии.

Основное внимание в этой программе уделяется подъему экономики и финансового положения предприятий и фирм. В частности, для управления кризисом на предприятиях рекомендуется создавать команду, которая должна непосредственно заниматься разработкой кризисной стратегии и отвечать за ее реализацию. В эту команду должны включаться высшие руководители функциональных подсистем фирмы (технической, экономической, маркетинговой служб, работники, ответственные за работу с прессой, и др.), а возглавлять ее должен энергичный и ответственный руководитель, имеющий большой опыт и талант к организационной и управленческой работе.

Ее задачи: проанализировать ситуацию в фирме и на этой основе дать предложения по преодолению кризиса, рекомендации по необходимым инвестициям.

При этом очень важно оценить возможности фирмы, инвестиции и объем ее финансов, деятельность и состояние: от этого зависит точность определения того, какие инновации она может осилить – крупнейшие, крупные, средние или мелкие, а также какие инновационные работы могут быть связаны с улучшением работы системы менеджмента качества, применением прогрессивных технологических процессов, нового оборудования, приспособлений, инструмента и др.

Но именно это, как показал опыт последних лет, зачастую и не делается, потому что руководство не владеет методическими основами оценки деятельности своего предприятия или фирмы и не умеет выбирать пути выхода из кризиса.

Рассмотрим, как можно и нужно решать данную проблему.

Управление предприятием (фирмой) в процессе кризиса – последовательность технических, технологических и организационных действий, которые направлены на выполнение поставленных по выходу из кризиса задач и улучшению финансового положения фирмы в целом.

При оценке работы фирмы за выбранное время рекомендуется учитывать такие основные показатели эффективности ее работы, как стоимость реализованной продукции, прибыль, издержки производства, платежеспособность, конкурентоспособность и др., и иметь данные для их анализа. Кроме того, необходимо учитывать мировую тенденцию развития, состояние рынка в настоящее время и в будущем.

При этом следует использовать методики оценки положения предприятий (фирм) методом, основанным на комплексном средневзвешенном арифметическом показателе K , который определяется по принятым единичным показателям P_i .

Величина K рассчитывается по формуле $K = \sum_i^n P_{oi} a_i$, в которой P_{oi} – относительные единичные показатели; n – число выбранных показателей; a_i – коэффициент весомости. При этом коэффициент a_i рекомендуется определять экспертным методом, для чего создается экспертная комиссия в составе как минимум семи человек. Но здесь следует иметь в виду, что приоритетные единичные показатели должны иметь $a = 0,3–0,4$, а менее существенные – $a = 0,05–0,1$, а их сумма, как всегда в таких случаях, должна равняться единице.

Единичные относительные показатели P_{oi} рассчитывают по формулам: $P_{oi} = \frac{P_{6i}}{P_i}$ или $P_{oi} = \frac{P_i}{P_{6i}}$, где P_{6i} и P_i – единичные показатели соответственно базового и сравниваемого варианта.

Достоинства такого метода – его объективность и гибкость. Он позволяет рассчитать K в любое время с

учетом изменившихся условий рынка, величин P_{oi} и приоритетов за счет уточнения коэффициента a весомости. Это особенно важно в условиях кризиса, когда приоритеты могут очень резко изменяться во времени.

Работу любого предприятия (фирмы) следует оценивать по российским и международным стандартам – ГОСТ Р ИСО 9001–2008 и ГОСТ Р ИСО 9004–2001, в которых даны рекомендации по улучшению деятельности менеджмента предприятий и фирм по выполнению и удовлетворению требований потребителей. Если говорить об автосервисе, то здесь очень важна оценка жизненных циклов его услуг.

Рассмотрим этот вопрос, для чего из множества разнообразных жизненных циклов автосервиса возьмем один из самых трудоемких – капитальный и текущий ремонт двигателя автомобиля и остановимся на (см. таблицу) пяти вариантах работы автосервиса за 2007–2010 гг., учитывая шесть основных показателей, характеризующих за эти годы работу автосервиса. При этом будем считать, что в 2007 г. сервис работал хорошо, и его показатели были достаточно стабильными, т.е. примем показатели за этот год за единицу. Но так как $P_{o1} = P_{o6} = 1$, то $K_1 = 1$.

Для всех остальных годов (варианты 2–5) по значениям P_i авторы статьи определяли P_{oi} , а затем по первой из приведенных выше формул при принятых значениях a_i рассчитывали величину K . И вот что из этого получилось.

В 2008 г. (вариант 2) начался кризис, и в работе сервиса намечался, по сравнению с предыдущим годом, спад; снизились число ДВС, поступивших в ремонт, годовая прибыль и фонд зарплаты. Значения P_{o1} и P_{o4} стали равняться 0,94, а $P_{o6} = 0,916$, хотя остальные сохранились на уровне $P_{oi} = 1$. Что привело к уменьшению K до 0,955.

Кризисная команда предприятия в 2009 г. предприняла следующие меры: повысила эффективность рекламы своих ремонтных работ, за счет улучшения ряда технологических операций ремонта (например,

ввела новую высокоточную операцию хонингования блока цилиндров и др.) снизила трудоемкость, себестоимость и цену услуги, что стало привлекательным для потребителей.

Все это привело к увеличению годового ремонта ДВС с 33 до 34 ед. При этом также повысился фонд зарплаты за счет введения новых операций по повышению качества ремонта. Следовательно, $P_{o1} = \frac{34}{33} = 1,03$, $P_{o2} = \frac{1300}{1200} = 1,08$, $P_{o3} = \frac{1100}{1000} = 1,1$, $P_{o4} = \frac{3060}{2973} = 1,03$, $P_{o5} = \frac{2000}{1850} = 1,108$ и $P_{o6} = \frac{1100}{1225} = 0,897$.

Изменились и некоторые коэффициенты весомости a'_i (см. таблицу).

Величина K в варианте 3 рассчитывается так: $K_3 = 1,03 \cdot 0,3 + 1,08 \cdot 0,1 + 1,1 \cdot 0,15 + 1,03 \cdot 0,25 + 1,108 \cdot 0,1 + 0,897 \cdot 0,1 = 1,04$. Значит, в 2009 г., по сравнению с 2008 г., автосервис вышел из кризиса, так как $K = 1,04$, т.е. больше единицы.

В кризисной команде при выборе значения a возникли разногласия, но в итоге были предложены по два значения a_i – a' и a'' (см. варианты 3, 4).

Расчеты по ним показали, что при a' (вариант 3) предприятие имеет $K_3 = 1,04$, а при a'' (вариант 4) – $K_4 = 1,03$, т.е. вариант 4 несколько хуже варианта 3. Отсюда вывод: работу предприятия надо развивать с учетом принятых приоритетов и значений a' (улучшение показателей), что позволит получить большую эффективность.

При оценке работы предприятия за 2010 г. (вариант 5) изменился, по сравнению с 2009 г., ряд единичных показателей, связанных с изменением условий работы, конкуренции и социальных условий в автосервисе. Например, его руководство, учитывая инфляцию, увеличило фонд заработной платы, т.е. оплату труда работникам (показатель P_6), себестоимость услуг (P_3) и др. Однако за счет применения высокопроизводительного оборудования и режимов обработки удалось снизить трудоемкость услуги (P_2), в

Показатель	2007 г. (вариант № 1)		2008 г. (вариант № 2)			2009 г. (варианты № 3 и № 4)		2009 г. (вариант № 3)	2009 г. (вариант № 4)	2010 г. (вариант № 5)		
	P_i	P_{oi}	P_i	P_{oi}	a_i	P_i	P_{oi}	a'_i	a''_i	P_i	P_{oi}	a'''_i
Базовый выпуск АТС, шт.	35	1	33	0,94	0,30	34	1,03	0,30	0,01	35	1,029	0,30
Трудоемкость услуги, нормо-ч	1300	1	1300	1	0,10	1200	1,08	0,10	0,25	1150,0	1,043	0,10
Себестоимость услуги, руб.	1100	1	1100	1	0,10	1000	1,1	0,15	0,10	1100	0,91	0,15
Годовая прибыль, тыс. руб.	3150	1	2970,0	0,94	0,30	3060	1,03	0,25	0,10	3096,0	1,01	0,25
Цена единицы услуги, руб.	2000	1	2000	1	0,10	1850	1,108	0,10	0,20	1850	1	0,10
Фонд зарплаты, тыс. руб.	1,200	1	1100,0	0,916	0,10	1225,0	0,897	0,10	0,25	1300	0,94	0,10
Значение K	$K_1 = 1$		$K_2 = 0,995$					$K_3 = 1,04$	$K_4 = 1,031$	$K_5 = 0,993$		

результате чего годовой ремонт ДВС (P_1) и годовая прибыль (P_4) выросли. Но значение K_5 уменьшилось до 0,993. Следует отметить, что это уменьшение, по сравнению с K_3 , незначительно, следовательно, можно говорить о том, что в работе автосервиса наступила стабилизация.

Более того, расчет показывает, что при сравнении данных за 2010 г. с данными докризисного 2007 г. значение K получается равным 1,008. А это также свидетельствует не только о стабилизации, но о начале подъема в работе фирмы.

Чтобы этот подъем стал тенденцией, предприятию в 2011 г. необходимо выполнить работу по повышению единичных показателей P_3 и P_6 . Но это уже другая история.

По предлагаемой методике можно сравнить и рассчитать величину комплексного показателя K , сравнивая любые годы между собой при принятых значениях a и имеющихся значениях единичных показателей.

Используя рассмотренную выше методику, нужно руководствоваться следующим алгоритмом.

1. Выбираются основные единичные показатели P_i работы предприятия и их значения за рассматриваемый период.

2. Рассчитываются относительные (в сравнении с базовыми) показатели P_{oi} .

3. Выбирается коэффициент a_i весомости с учетом рекомендаций экспертной комиссии, принятой стратегии и приоритетов.

4. С учетом значений a_i и P_{oi} рассчитывается комплексный средний взвешенный арифметический показатель K .

5. По значениям K делается вывод о работе предприятия и намечаются пути улучшения единичных показателей и эффективности его работы на предстоящий период.

Литература

1. Глазьев С.Ю. Об антикризисной стратегии России // РЭЖ, 2010. № 6. С. 3–37.
2. Девятова С.В., Кунцов В.И. Современная Россия и стратегия ее развития до 2020 г. // Социальные-гуманитарные знания. 2010. № 1. С. 3–23.



Ликийский автобусный завод приступил к серийному выпуску низкопольных городских автобусов передовых экологических стандартов – "Евро-5" и ЕЕV ("Евро-5+"). Это соответствует модели ЛиАЗ-5292 и ЛиАЗ-5292, использование которых позволит существенно снизить количество вредных выбросов в атмосферу по сравнению с действующими нормами "Евро-3": оксида углерода – в 3,76 раза, оксида азота – в 25 раз, углеводородов – в 143 раза, сажи – в 27 раз.

Предсерийные образцы высокотехнологичных модификаций городских автобусов "Группа ГАЗ" впервые представила на выставке "БасУорлд-2010". В первой половине 2011 г. автобусы успешно прошли сертификационные испытания и получили одобрение типа транспортного средства. В июне эксперты "АСМ-Холдинга" признали их лучшими по стоимости владения.

Выпущенные в 2012 г. первые 450 автобусов, оснащенных двигателями МАН стандартов "Евро-5" и ЕЕV ("Евро-5+"), предназначены ГУП "Мосгортранс" в рамках подписанного летом контракта с Департаментом транспорта Москвы. В следующем году завод будет работать под заказы пассажироперевозчиков и готов поставить новую технику во все регионы России.

Организация их производства потребовала инвестиций в размере более 160 млн руб. Закуплены и установлены: лазерные станки для раскроя металла и резки труб, листогибочный пресс и др. Проведено дополнительное обучение персонала, модернизированы рабочие места на главном конвейере.

В Москве прошла вторая ежегодная конференция "Новые инвестиционные возможности России в 2012 г.". Мероприятие было направлено на оказание многоплановой консультационной поддержки в области внедрения новых инвестиционных проектов и обеспечение единого информационного пространства для участников инвестиционной деятельности. Докладчики поделились опытом создания новых механизмов регулирования инвестдеятельности в Российской Федерации, участниками были представлены примеры успешных проектов в сфере частного и государственного партнерства. Ведущий эксперт управления взаимодействия с резидентами ОАО "ОЭЗ ППТ "Алабуга" Раис Хадеев ознакомил участников встречи с опытом использования возможностей свободных экономических зон и ОЭЗ "Алабуга" в частности. Сегодня благодаря общим усилиям государственных структур и частных инвесторов существует возможность сократить издержки инвесторов ОЭЗ "Алабуга" за счет отсутствия дополнительной платы за подключение к сетям или необходимости строить собственную промышленную инфраструктуру. Также государственное участие повышает уверенность частного инвестора в надежности проекта и дает возможность государственным органам сконцентрировать внимание на наиболее свойственных им функциях, таких как повышение инвестиционной привлекательности и содействие в продвижении проектов за пределами Российской Федерации. Сегодня на 1 руб. вложенных в

ОЭЗ "Алабуга" государством инвестиций приходится 1,2 руб. частных инвестиций.

КамАЗ подписал корпоративное лицензионное соглашение с компанией SAP – одним из мировых лидеров на рынке корпоративных приложений. Согласно ему в течение пяти лет на КамАЗе будет внедряться корпоративная система управления на базе решений SAP.

Напомним, еще в 2007 г. в группе "КамАЗ" было принято решение модернизировать процессы управления производством, в первую очередь – информационные системы управления. Был проведен анализ системы управления производством, а также предлагаемых на рынке решений в части автоматизации системы управления. В 2008 г. вышел приказ генерального директора о начале работ по проекту "Внедрение информационной системы календарного управления производством группы организаций ОАО "КамАЗ". В качестве основной системы был выбран программный продукт "SAP для автомобилестроения".

Экономический эффект от создания новой системы управления производством ожидается в размере свыше 500 млн руб. Сокращение недостатков товарно-материальных ценностей уже составило 25 %, сокращение брака на основном производстве автосборочного завода – 10 %. Группа оптимизировала производственные затраты, исключила случаи простоев, при 20-дневном рабочем месяце три рабочих дня были высвобождены. Новая система управления производством позволила получать более объективные оценки затрат на выпускаемые комплектации автомобилей.



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113:656.13

ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АТС С ЭЛЕКТРОПРИВОДОМ

Д-р техн. наук **И.К. АЛЕКСАНДРОВ, В.А. РАКОВ,
А.А. ЩЕРБАКОВА**

Вологодский ГТУ (921. 714-91-40),
Институт социально-экономического развития территории
РАН (960. 291-88-71)

Рассматриваются перспективы замены транспортных средств с экологически опасным и энергетически неэффективным ДВС на электромобили с учетом тенденции развития топливно-энергетического сектора России.

Ключевые слова: транспорт, электроэнергетика, электромобили, гибридные автомобили.

Alexandrov I.K., Rakov V.A., Shcherbakova A.A.

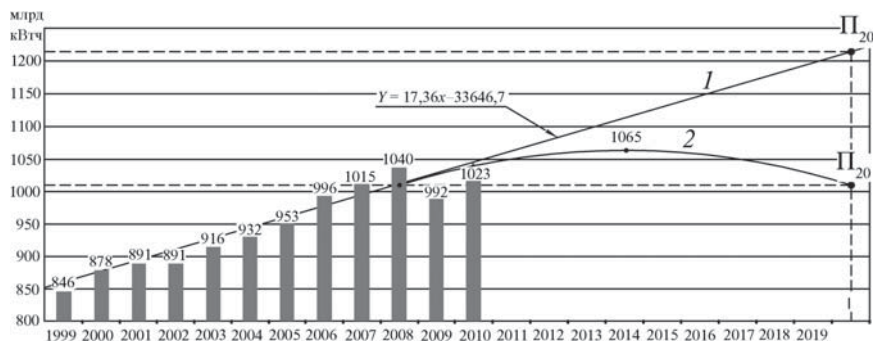
DEVELOPMENT PROSPECTS VEHICLES WITH THE ELECTRIC DRIVE

Prospects of replacement of vehicles with ecologically dangerous and energetically inefficient internal combustion engine on electromobiles, taking into account tendencies of development of fuel and energy sector of Russia are considered.

Keywords: vehicles, electroenergetic, electromobiles, hybrid cars.

Состояние и развитие промышленного производства в стране достоверно отражают такие интегральные показатели, как объемы потребляемой электрической энергии и транспортных потоков, в том числе осуществляемых автомобильным транспортом. Рассмотрим с этой точки зрения Россию.

Потребление электроэнергии в нашей стране за последние годы характеризуется непрерывным ростом (см. рисунок). Причем его динамика с достоверностью аппроксимации 98 % определяется линейной зависимостью, и если существующий темп роста сохранится, то к 2020 г. энергопотребление возрастет примерно на 20 %. Что соответствует прогнозу Института проблем естественных монополий [1]. Однако эта тенденция (которая, кстати, характерна не только для России, но и для мировой экономики в целом) чревата многими негативными последствиями: опасным воздействием на природную среду в виде вредных выбросов, техногенных катастроф и нарушения теплового баланса Планеты, в связи с чем необходимость в ограничении этой тенденции очевидна.



Динамика потребления электроэнергии в РФ с прогнозом развития до 2020 г.:

1 – линейная зависимость; 2 – зависимость, предусмотренная Энергетической стратегией России на период до 2030 года

Известен и способ решения проблемы: снижение удельных энергетических затрат в промышленном производстве. И он уже реализуется. Например, разработана Энергетическая стратегия России на период до 2030 года [2], предусматривающая масштабное (в 2,1–2,3 раза) снижение удельных энергозатрат при существенном (в 1,4–1,6 раза) увеличении числа потребителей и росте экспорта электроэнергии в 1,1–1,2 раза. То есть планируется, что темп роста энергопотребления должен быть замедлен с тем, чтобы к 2020 г. этот показатель снизился до значений 2008 г. (кривая 2 на рисунке).

Реализация "Стратегии" – дело, конечно, сложное, но решаемое. В частности, если рассматривать автомобильный транспорт, то здесь большинство специалистов более перспективным путем его развития считают отказ от применения в качестве энергетической установки экологически опасного ДВС и переход на электрифицированные АТС.

Однако такой переход требует принципиального расширения электрических сетей транспортной инфраструктуры – создания сети "электрических" заправок. И надо сказать, что за рубежом к этому уже приступили. Например, начали реализацию международного проекта Better Place [3], в котором участвуют Австралия, Канада, Израиль, Дания, Япония, США и другие страны, а концерн "Дженерал Моторс" занимается электрификацией Китая: ведет строительство атомных электростанций (сегодня введено в эксплуатацию 11 реакторов, еще 20 проектируется).

В связи со сказанным выше возникает вопрос: а какковы с этой точки зрения возможности России, иначе говоря, готовы ли мы к масштабному внедрению электромобилей?

Чтобы ответить на него, авторы определили дополнительный объем электроэнергии, необходимый для обеспечения работы перспективного электрифицированного автомобильного транспорта на основе производства жидкого углеводородного топлива (табл. 1), т.е. его потребления автомобильным транспортом, а также объемов получаемой из него тепловой энергии и вырабатываемой в стране электрической энергии (табл. 2).

Порядок расчетов покажем на примере статистических показателей производства топлива в России за 2010 г.

Электрической энергии ($W_{эл.эн}$), согласно статистическим данным [4], произведено $1023 \cdot 10^9$ кВт·ч, что, как видно из табл. 2, эквивалентно $3683 \cdot 10^9$ МДж, бензина ($Q_б$) – $36 \cdot 10^9$ кг, удельная теплота сгорания которого $Hu = 41,87 \cdot 10^6$ Дж/кг. Значит, энергия, полученная при сгорании произведенного бензина ($W_б$), составляет $1507 \cdot 10^9$ МДж. Что же касается количества дизельного топлива $Q_д$, то его произведено $69,9 \cdot 10^9$ кг, при удельной теплоте сгорания $Hu = 43,5 \cdot 10^6$ Дж/кг. Следовательно, энергия его сгорания $W_д = 3041 \cdot 10^{15}$ Дж.

Получается, что суммарный объем тепловой энергии, выделяемой при сгорании жидкого углеводородного топлива, существенно превышает объем вы-

Таблица 1

Вид топлива	Производство, млн т, по годам											
	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Дизельное	46,8	49,2	50,2	52,7	52,9	55,4	60,0	64,2	66,3	68,9	67,3	69,9
Бензин	26,2	27,2	27,6	29,0	29,3	30,5	32,0	34,1	35,1	35,6	35,8	36,0

Таблица 2

Вид энергии	Количество энергии, млрд МДж, по годам											
	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Тепловая из дизельного топлива	2036	2140	2184	2292	2301	2410	2610	2793	2884	2997	2928	3041
Тепловая из бензина	1097	1139	1156	1214	1227	1227	1340	1440	1470	1491	1499	1507
Электрическая	3046	3161	3208	3208	3298	3365	3431	3586	3654	3744	3571	3683

рабатываемой электрической энергии. Это, на первый взгляд, ставит под сомнение саму проблему полномасштабного перевода в обозримом будущем автомобильного транспорта на электрическую тягу. Однако следует учесть как минимум три обстоятельства: во-первых, некоторые особенности сгорания углеводородов в ДВС (см. ниже); во-вторых, вероятность эффективного применения альтернативных энергоустановок, развитие которых активизировалось в последнее десятилетие; и в-третьих, принятую Правительством РФ Энергетическую стратегию России на период до 2030 года.

Эти обстоятельства, очевидно, в определенной степени способствуют решению поставленной задачи по совершенствованию автомобильного транспорта.

Так, из табл. 1 видно, что дизельного топлива производится практически в 2 раза больше, чем бензина. Но определить его объем, используемый конкретно автотранспортом, исходя из имеющихся статистических данных затруднительно, поскольку потребляют этот вид топлива, помимо автотранспорта, железнодорожный транспорт, суда, строительные и дорожно-строительные машины, сельскохозяйственная техника и др. Для проведения такого анализа потребуются дополнительные исследования. Поэтому рассмотрены только транспортные средства, использующие бензин.

Известно, что основные потребители бензина – легковые и грузовые автомобили малой и средней грузоподъемности. Но известно и то, что часть бензина, сгорающего в ДВС автомобилей, реализуется в качестве полезной (транспортной) работы, а большая его часть в виде тепловой энергии бесполезно выбрасывается в атмосферу. И такое соотношение между тепловой энергией топлива и энергозатратами на транспортный процесс определяется эксплуатационным КПД транспортного средства. Если же говорить конкретнее, то, как показали экспериментальные исследования, проведенные в ВоГТУ, а также исследования других экспериментаторов, при движении автомобиля в реальных условиях возможности ДВС реализуются в среднем только на одну треть. Другими словами, если ДВС загружен на 100 % (т.е. работает на внешней скоростной характеристике, что может быть осуществлено только на стенде), его КПД при этом чуть более 30 %, то при совершении транспортной работы в реальных условиях эксплуатационный КПД ДВС составляет лишь 10–12 %. А значит, пропорционально возрастает и удельный расход топлива на единицу транспортной работы.

Следовательно, энергетические затраты на совершение полезной транспортной работы могут быть определены по

формуле $W_{\text{тр}} = 0,1 W_{\text{б}}$. Тогда, например, применительно к 2010 г.: $W_{\text{тр}} = 151 \cdot 10^9$ МДж.

Таким образом, на основании объема израсходованного автомобильным транспортом бензина (см. табл. 1), используя приведенную выше формулу, легко определить объем совершенной им транспортной работы по годам (табл. 3).

Теперь представим, что такой объем транспортной работы выполняется электрифицированными транспортными средствами, эксплуатационный КПД которых составляет ~0,65. Тогда получается, что $W'_{\text{эл тр}} = W_{\text{тр}}/0,65$. В результате имеем табл. 4, в которой приведены дополнительные затраты электрической энергии, необходимые на привод электрифицированных АТС.

Из сказанного следует, что в случае электрификации части автомобильного транспорта, использующего бензиновые двигатели, нагрузка на энергодобывающие объекты и электрические сети возросла бы на ~5 %. Следовательно, массовый перевод АТС с бензиновым двигателем на электрическую тягу вполне достигим в ближайшие годы. Но этот процесс все же следует осуществлять поэтапно, по мере увеличения объема выработки электроэнергии (в частности, путем использования альтернативных источников энергии) или ее экономии за счет внедрения энергоэффективных технологий в соответствии с Энергетической стратегией России на период до 2030 года.

Что же касается перевода на электрическую тягу большегрузных дизельных АТС, то здесь все намного сложнее. В частности, возникают две весьма серьезные проблемы.

Первая: до настоящего времени отсутствуют компактные, достаточно энергоемкие и относительно дешевые накопители электрической энергии, которые обеспечили бы рост собственной массы грузового электрообита в разумных пределах. Например, по расчетам авторов, при совершении одной и той же транспортной работы, необходимой для перевозки заданного количества груза в течение смены, суммарная масса дизельной или гибридной силовой установки с накопителями электроэнергии существенно (в разы) меньше массы автономного накопителя электроэнергии без ДВС. Иными словами, создание грузового электрообита на базе современных накопителей электроэнергии в принципе нерационально. Образно говоря, такой электрообит будет перевозить в основном самого себя, что допустимо для легкового автомобиля, но абсолютно неприемлемо для грузового.

Таблица 3

Тип топлива	Объем транспортной работы, млрд МДж, по годам											
	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Бензин	110	114	116	121	123	128	134	144	147	149	150	151

Тип топлива	Затраты электроэнергии, необходимые для привода АТС, млрд МДж, по годам											
	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
Бензин	168	175	177	186	188	197	206	221	226	229	331	227

Вторая проблема: наличие указанного выше дефицита электрической мощности существующих энергопроизводящих предприятий и электрических сетей.

Таким образом, напрашивается вывод: для полной электрификации нужен достаточно длительный переходный этап, в течение которого на транспортных средствах рационально будет использовать комбинированные энергоустановки (КЭУ), обеспечивающие возможность использования углеводородного топлива. Применение таких КЭУ создает возможность планомерного развития системы электроснабжения с окончательным переходом в перспективе на электромобили.

Наличие переходного этапа оправдано также и с экологической точки зрения. Опыт эксплуатации показывает, что уже существующие гибридные АТС обладают гораздо более высокими экологическими показателями, чем АТС, оснащенные ДВС. Кроме того, при ограниченном суточ-

ном пробеге допускается применение гибридных АТС в качестве электромобилей, получающих питание только от внешней электрической сети, что дополнительно снижает потребность в углеводородном топливе.

Литература

1. Прохорова Н. Социально-экономическое развитие 2020: Инновационная утопия / Н. Прохорова // Нефтегазовая вертикаль. 2008. № 5. С. 58–59.
2. Прогноз развития энергетической отрасли страны // Энергетическая стратегия России на период до 2030 года. Утв. 13.11.09. М.: Правительство Российской Федерации.
3. Инфраструктура зарядки электромобилей [Электронный ресурс] // Википедия: электронная энциклопедия. Режим доступа: http://ru.wikipedia.org/wiki/Better_Place/
4. Статистические данные по производству топлива в России [Электронный ресурс] // Официальный сайт Росстата. Режим доступа: <http://www.gks.ru/dbscripts/Cbsd/DBInet.cgi>.

УДК 621.43:001.891.573

МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ И ИХ ЧИСЛЕННАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ

Кандидаты техн. наук **Д.В. АПЕЛИНСКИЙ** и **Д.Р. ЯХУТЛЬ**,
И.М. ШЕНДЕРОВСКИЙ
МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23), НИИАЭ

Дается обзор современных инженерных методов математического моделирования рабочего цикла ДВС с искровым зажиганием. Приведена система дифференциальных уравнений, описывающих процессы газообмена. Описан алгоритм численного интегрирования алгебро-дифференциальных систем уравнений, не разрешенных относительно производных.

Ключевые слова: ДВС, искровое зажигание, открытые термодинамические системы, модель процесса сгорания, уравнения баланса массы и энергии, многозонные модели процесса сгорания, алгебро-дифференциальная система уравнений.

Apelinsky D.V., Yahytl D.R., Shenderovskiy I.M.

MATHEMATICAL MODELS OF DUTY CYCLE OF ICE WITH A SPARK IGNITION AND THEIR NUMERICAL IMPLEMENTATION

Survey of modern engineering methods of mathematical simulation of duty cycle ICE with a spark ignition is given. The system of the differential equations presenting processes of gas exchange is reduced. The algorithm of a numerical integration of the implicit algebraic-differential set of equations is presented.

Keywords: ICE, the spark ignition, the working medium, the open thermodynamic systems, model of a combustion process, balance equation of weight and energy, multiband model of a combustion process, algebraic-differential set of equations.

Чтобы рационализировать процедуры конструирования новых экологически чистых отечественных ДВС и средств электронного управления ими, кафедра "Автомобильные и тракторные двигатели" МГТУ "МАМИ" совместно с группой математического моделирования НИИАЭ разрабатывает математические модели и программное обеспечение для компьютерного моделирования рабочего цикла этих двигателей. Методической основой данной работы служат *детерминистические* модели физико-химических процессов, протекающих в цилиндрах и газовоздушных трактах ДВС, т.е. модели, использующие классические законы газовой динамики, термодинамики и химической кинетики, сформулированные на языке дифференциальных и интегральных уравнений и описывающие эволюцию рассматриваемой системы и ее частей.

Существуют два метода конструирования таких моделей.

В первом из них, возникшем в 1960-х годах на основе работ И.И. Вибе [1] и проф. Г. Вошни [2] по моделированию внутрицилиндровых процессов, рабочее тело представляется, как совокупность термодинамически однородных зон, рассматриваемых, как *открытые термодинамические системы*. Для каждой из зон составляются дифференциальные уравнения балансов массы и энергии, а также уравнение состояния рабочего тела и уравнения, описывающие изменение объема зоны и площади ее поверхности. Уравнения баланса массы и энергии каждой из зон включают в себя члены, пропорциональные относительно количеству выгоревшего топлива $x(\varphi)$, описываемому уравнением Вибе (формула № 1 в таблице). Кроме того, уравнения баланса энергии каждой из зон содержит слагаемые, описываемые формулой № 2, которая характеризует теплообмен между рабочим телом с температурой T_{∞} и элементами огневой поверхности цилиндра, площади которых равны $F_{w,i}$, а средняя температура — $T_{w,i}$ соответственно. Коэффициент теплопередачи $\alpha_{w,i}$, который учитывает газодинамику цилиндра ДВС, характеризуется формулой № 3.

Недостатками этого метода являются необходимость определения параметров φ_z и m по индикаторной диаграмме ДВС базовой конструкции, а также необходимость априорного задания температур головки блока и поверхностей поршня и цилиндра.

Во втором методе, возникшем на базе численных методов газовой динамики и теплофизики в 1980-х годах, рабочее тело в цилиндре и газовых трактах двигателя рассматривается, как совокупность так называемых *контрольных объемов*, для каждого из которых составляются уравнения балансов массы, энергии, импульса и других физических и химических экстенсивных параметров. Применение данной процедуры к бесконечно малым контрольным объемам приводит к системе дифференциальных уравнений в частных производных, описывающей движение многофазной химической реагирующей материальной среды. Однако, к сожалению, вычислительная сложность процедуры решения этих уравнений препятствует их использованию в качестве интеллектуального инструментария инженера при проектировании и модернизации ДВС. Поэтому для сокращения объема вычислительной работы они обычно переходят к конечным контрольным объемам [3, 4], для которых уравнения баланса записываются в виде интегралов по выделенным объемам конечной величины и их поверхностям.

Введение аналитической аппроксимации рассматриваемых функций внутри и на поверхности конечных контрольных объемов позволяет свести задачу моделирования к решению системы обыкновенных дифференциальных уравнений, что требует значительно меньших компьютерных ресурсов.

Объединив достоинства обоих методов, в теории ДВС пришли к концепции *многозонных моделей*, в которых течение газов и теплообмен рассматриваются в рамках модели конечных контрольных

ных объемов, а для описания процессов впрыскивания топлива, его испарения и сгорания используются зонные конструкции.

Например, описывая процесс сгорания в бензиновых двигателях по методу Близарда–Кеeka [5], в качестве конечного контрольного объема выбирают объем надпоршневого пространства, характеризуемый давлением p , объемом V , массой m , кинетической энергией K регулярного течения и кинетической энергией k турбулентности. При этом рабочее тело разделяют на три зоны: зону несгоревшей части заряда, характеризуемой массой m_u , объемом V_u , температурой T_u , удельными плотностями внутренней энергии u_u и энтальпии h_u , удельной теплоемкостью $c_{pu} = \partial h_u / \partial T$ и газовой постоянной R_u ; зону сгоревшей части заряда, характеризуемой массой m_b , объемом V_b , температурой T_b , удельными плотностями внутренней энергии u_b и энтальпии h_b , удельной теплоемкостью $c_{pb} = \partial h_b / \partial T$ и газовой постоянной R_b ; зону вовлечения, состоящую из глобул несгоревшей части заряда, вовлеченных турбулентными пульсациями в зону сгоревшей его части, и характеризующей параметрами m_e , V_e и $T_e = T_u$.

Модель описывается системой обыкновенных дифференциальных уравнений, состоящей из уравнений баланса тепловой энергии в зоне несгоревшей части заряда – формула № 4, состояния несгоревшей части заряда – формула № 5, баланса тепловой энергии продуктов сгорания – формула № 6, состояния продуктов сгорания – формула № 7, кинетики химических реакций в продуктах сгорания – формула № 8, вовлечения свежей смеси в зону сгорания – формула № 9 (в ней скорость S_L турбулентности, скорость ламинарного пламени в камере сгорания, определяется она по формуле № 10) и выгорания свежей смеси – формула № 11.

В модели принимается, что теплообмен между зонами свежей и сгоревшей смесей идет лишь на фронте пламени и сводится к прогреву свежей смеси и подготовке ее к сгоранию. При этом, как показано в работе [6], плотность энтальпии перед фронтом пламени (в зоне прогрева) превышает плотность энтальпии как свежей смеси, так и продуктов сгорания.

Для замыкания модели сгорания Близарда–Кеeka (формула № 9) необходимо вычислить характеристики турбулентных пульсаций рабочего тела, для чего приходится привлекать метод конечных контрольных объемов и известную $k - \epsilon$ -модель турбулентности Сполдинга–Лаундера [7]. При этом в качестве конечного контрольного объема рассматривается весь объем, ограниченный огневой поверхностью цилиндра. Газодинамическая обстановка в этом объеме характеризуется массой m рабочего тела в цилиндре, которая удовлетворяет формуле № 11; среднеквадратической скоростью w_{rms} турбулентных пульсаций (формула № 13); интегральным масштабом L турбулентности (формула № 14); микромасштабом λ Тейлора (формула № 15); уравнением баланса кинетической энергии K регулярного течения (формула № 16; входящая в эту формулу интенсивность P источника турбулентности оценивается по формуле № 17); уравнением баланса кинетической энергии K турбулентности (формула № 18); уравнением объемов (формула № 19).

Как следует из формулы № 16, основным источником кинетической энергии газов в цилиндре ДВС является энергия течения во впускных каналах двигателя. Поэтому для замыкания системы уравнений, описывающих модель Близарда–Кеeka, необходимо выполнить моделирование системы газообмена ДВС, а учитывая геометрические и кинематические характеристики рассматриваемых систем [8], при разработке их математических моделей в качестве базисной целесообразно выбрать модель одномерной газовой динамики [9].

Для решения задачи расчленим исследуемую систему на множество достаточно коротких стандартных элементов, которые можно рассматривать, как отдельные конечные контрольные объемы. Предположим, что уравнение состояния газовой смеси в каждом i -м из таких объемов описывается уравнением политропы с показателем n_i . Тогда, усреднив поле скоростей в поперечных сечениях каналов, получаем рекуррентную систему из двух уравнений (формулы № 20).

Первое из этих уравнений получено дискретизацией уравнения количества движения, а второе – дискретизацией уравнения неразрывности с учетом политропного уравнения состояния газа в каждом конечном контрольном объеме. Для уточнения значений коэффициентов $\alpha_{0,i}$, $\alpha_{p,i}$, $\xi_{p,i}$, а также показателей политропы n_i наряду с натурным экспериментом целесообразно выполнить численные эксперименты на ЭВМ, используя коммерческие программы газодинамических расчетов.

Изложенные выше соображения позволяют сконструировать математическую модель рабочего цикла ДВС с искровым зажига-

нием в виде совокупности субмоделей впуска, сжатия, сгорания и свободного расширения, а также выпуска.

Учитывая требования экологии, к этому списку должна быть добавлена субмодель, которая описывает основные химические реакции в цилиндре ДВС, приводящие к образованию оксидов азота, монооксида углерода, углеводородов и т.д. Кроме того, каждая субмодель включает алгебраические уравнения, описывающие зависимость термодинамических параметров рабочего тела и его частей от температуры.

Таким образом, математическая структура каждой субмодели принимает вид алгебро-дифференциальной системы (формулы № 21 и 22), которые не приводятся к классической форме системы Коши (формула № 23 – пример системы, разрешенной относительно производных).

Для решения системы Коши, как известно, приспособлено большинство существующих методов численного интегрирования. Однако решение систем обыкновенных дифференциальных уравнений, не разрешенных относительно производных, с их помощью, к сожалению, практически невыполнимо, в чем нетрудно убедиться на примере формул № 21 и 22.

Правда, можно попытаться получить численное решение формул № 21 и 22, воспользовавшись программным обеспечением, предназначенным для моделирования электронных схем [10]. Однако этот путь требует редукции уравнений, описывающих рабочий цикл ДВС, к схемам замещения электронных устройств, что представляет собой самостоятельную проблему. Кроме того, указанное программное обеспечение требует значительных вычислительных ресурсов. Поэтому авторами статьи был разработан и опробован при моделировании рабочего цикла ДВС комбинированный метод численного интегрирования алгебро-дифференциальной системы, объединяющий явный алгоритм Рунге–Кутты–Гилла численного интегрирования дифференциальных уравнений, аналогичных уравнениям химической кинетики [11], с алгоритмом решения алгебраических систем уравнений, линейных относительно производных.

Подготовка модели к применению разработанного метода начинается с аналитического дифференцирования формулы № 22 по времени t . В итоге получаем формулу № 24, в которой $c_{ik}(t, x_1, \dots, x_{n+m})$ обозначает $\frac{\partial f_i(t, x_1, \dots, x_{n+m})}{\partial x_k}$, а $d_i(t, x_1, \dots, x_{n+m})$ обозна-

чает $\frac{\partial f_i(t, x_1, \dots, x_{n+m})}{\partial t}$. Такие обозначения позволяют сформиро-

вать математическую модель рабочего цикла ДВС с искровой системой зажигания в виде матричного нелинейного дифференциального уравнения (формула № 25), в котором приняты обозначения, соответствующие формулам № 26, 27 и 28.

Исходные данные алгоритма – функции, входящие в определение $A(t, X)$ и $B(t, X)$, шаг интегрирования – h , одномерные массивы X_k , X_{k+1} , Y , S_1 , S_2 , S_3 , S_4 , Q_1 , Q_2 , Q_3 , Q_4 и B , а также двумерный массив A .

Рассмотрим общий шаг алгоритма.

Пусть уже вычислен момент времени $t_k = t_0 + kh$, массивы $X_k = X(t_k)$ и Q_4 .

А. Из уравнения $A(t_k, X_k) S_1 + B(t_k, X_k) = 0$ определяем S и полагаем, что $Q_1 = Q_4 + \frac{3}{2}(hS_1 - 2Q_4) - \frac{1}{2}hS_1$; $Y = X_k + \frac{1}{2}(hS_1 - 2Q_4)$.

В. Из уравнения $A\left(t_k + \frac{1}{2}h, Y\right) S_2 + B\left(t_k + \frac{1}{2}h, Y\right) = 0$ находим S_2 и принимаем, что $Q_2 = Q_1 + 3\left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}\right)(hS_2 - Q_1) - Q_1 - \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}\right)hS_2$; $Y = Y + \left(1 - \frac{\sqrt{2}}{2}\right)(hS_2 - Q_1)$.

С. Из уравнения $F\left(t_k + \frac{1}{2}h, Y\right) S_3 + B\left(t_k + \frac{1}{2}h, Y\right) = 0$ определяем S и считаем, что $Q_3 = Q_2 + 3\left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right)(hS_3 - Q_2) - Q_2 - \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right)hS_3$; $Y = Y + \left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right)(hS_3 - Q_2)$.

Д. Из уравнения $A(t_k + h, Y) S_4 + B(t_k + h, Y) = 0$ определяем S_4 .

Полагаем, что $Q_4 = Q_3 + \frac{1}{2}(hS_4 - 2Q_3) - \frac{1}{2}hS_4$; $X_{k+1} = Y + \frac{1}{6} \times (hS_4 - 2Q_3)$.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$x(\varphi) = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi + \theta}{\varphi_z} \right)^{m+1} \right]$	φ – угол поворота коленчатого вала от ВМТ; θ – угол опережения зажигания; φ_z – продолжительность сгорания; $m > 0$ – показатель сгорания, характеризующий "жесткость" процесса
2	$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \alpha_w \sum_i F_{w,i} (T_\infty - T_i)$	Q_w – количество тепла, прошедшего через огневую поверхность цилиндра; α_w – коэффициент теплопередачи; T_∞ – температура рабочего тела; $T_{w,i}$ – средняя температура, а F_i – площадь i -го элемента огневой поверхности цилиндра
3	$\alpha_w = 0,12793 D_c^{-0,2} T_\infty^{-0,53} p^{0,8} \times \left[(2,28c_m + 0,308c_u) \left(1 + 1,6 \frac{V^2}{V^2} \right) \right]^{0,8}$	D_c – диаметр цилиндра; p – мгновенное значение давления рабочего тела; c_m – средняя скорость поршня; c_u – скорость закрутки; V_c – объем камеры сгорания; V – объем цилиндра
4	$\frac{d(m_u u_u)}{dt} + p \frac{dV_u}{dt} + \frac{dQ_{u,w}}{dt} - h_u \frac{dm_u}{dt} = 0$	–
5	$\frac{1}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{V_u} \frac{dV_u}{dt} - \frac{1}{m_u} \frac{dm_u}{dt} - \frac{1}{T_u} \frac{dT_u}{dt} = 0$	–
6	$\frac{d(m_b u_b)}{dt} + p \frac{dV_b}{dt} + \frac{dQ_{b,w}}{dt} - h_u \frac{dm_b}{dt} = 0$	–
7	$\left[\frac{1}{p} \frac{dp}{dt} + \frac{1}{V_b} \frac{dV_b}{dt} - \frac{1}{m_b} \frac{dm_b}{dt} - \frac{1}{R_b} \frac{dR_b}{dt} - \frac{1}{T_u} \frac{dT_u}{dt} = 0, \right. \\ \left. \frac{dR_b}{dt} = R_0 m_b^{-2} \left(m_b \sum_i \frac{dn_{b,i}}{dt} - \frac{dm_b}{dt} \sum_i n_{b,i} \right) \right]$	R_0 – универсальная газовая постоянная; $n_{b,i}$ – число киломолей i -го компонента продуктов сгорания
8	$m_b \frac{dn_{b,i}}{dt} + (n_{b,i} - n_{b,i}^{[e]}) \frac{dm_b}{dt} - V_b W_{b,i}^{[e]} = 0, \\ i = 1, \dots, N$	$n_{b,i}^{[e]}$ – число киломолей i -го компонента в состоянии химического равновесия при заданных p и T_b ; $W_{b,i}^{[e]}$ – равновесная скорость его образования, вычисляемая по уравнениям химической кинетики; N – общее число компонентов
9	$\frac{dm_e}{dt} - \frac{m_u A_{fl}}{V_u} (w_{rms} + S_L) = 0$	A_{fl} – условная площадь фронта пламени, как функция V_b конфигурации камеры сгорания и положения поршня; w_{rms} – среднеквадратическая скорость турбулентности; S_L – скорость ламинарного пламени в камере сгорания
10	$S_L = S_{L,298} \left(\frac{T_u}{298} \right)^a \left(\frac{p}{p_0} \right)^b \times (4,406 g_r^2 - 4,062 g_r + 1)$	$S_{L,298}$ – скорость ламинарного сгорания при $T = 295$ К и $p = p_0$; α и β – эмпирические константы, зависящие от свойств топлива; γ_r – коэффициент остаточных газов; p_0 – атмосферное давление
11	$\frac{dm_b}{dt} - \frac{S_L}{\lambda} (m_e - m_b) = 0$	λ – микромасштаб Тейлора
12	$\frac{dm_u}{dt} + \frac{dm_b}{dt} - \frac{dm}{dt} = 0$	–
13	$w_{rms} = \sqrt{2k/(3m)}$	k – кинетическая энергия турбулентности
14	$L = \min\{D_c/2, \pi D_c^2/4\}$	–
15	$\lambda = \sqrt{15\nu L/w_{rms}}$	ν – кинематическая вязкость газа
16	$\frac{dK}{dt} - \frac{dm_{in}}{dt} \frac{w_{in}^2}{2} + P + \frac{K}{m} \frac{dm_{ex}}{dt} = 0$	K – кинетическая энергия регулярного течения; P – интенсивность источника турбулентности; w – скорость газа; индексы "in" и "ex" – относятся к газовым потокам, входящим в камеру сгорания и выходящим из нее

№ формулы	Формула	Примечания
17	$P = C \frac{KL}{l^2} \sqrt{\frac{k}{m}}$	C – эмпирическая константа; $l \approx 0,22L$ – линейный размер турбулентности
18	$\frac{dk}{dt} - P - \frac{2k}{3V^2} \left(V \frac{dm}{dt} - m \frac{dV}{dt} \right) + 0,544 \sqrt{\frac{k^3}{mL^2}} = 0$	–
19	$\frac{dV_u}{dt} + \frac{dV_b}{dt} - \frac{dV}{dt} = 0$	–
20	$\left\{ \begin{aligned} & \frac{L_i}{2} \left(\alpha_{0,i} \frac{dw_i}{dt} + \alpha_{0,i-1} \frac{dw_{i-1}}{dt} \right) + (\alpha_{p,i} + \xi_{p,i}) w_i^2 - w_{i-1}^2 + \\ & + \frac{n_i p_{i-1}}{(n_{i-1} - 1)} \prod_{j=1}^{i-1} \left(\frac{p_{j-1}}{p_j} \right)^{\frac{1}{n_j}} \left[\left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\frac{n_i-1}{n_i}} - 1 \right] = 0, \\ & \frac{L_i}{2 n_i} \left(\frac{1}{p_i} \frac{dp_i}{dt} - \frac{1}{p_{i-1}} \frac{dp_{i-1}}{dt} \right) + L_i \sum_{j=2}^{i-1} \frac{1}{n_j} \left(\frac{1}{p_j} \frac{dp_j}{dt} - \frac{1}{p_{j-1}} \frac{dp_{j-1}}{dt} \right) + \\ & + \frac{L_i}{n_i p_1} \frac{dp_1}{dt} + \rho_0 \prod_{j=1}^{i-1} \left(\frac{p_j}{p_{j-1}} \right)^{\frac{1}{n_j}} \left[\left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\frac{1}{n_i}} w_i - w_{i-1} \right] = 0, \end{aligned} \right.$	L_i – длина осевой линии i -го конечного контрольного объема; w_i – средняя скорость газа в i -м сечении; p_i – давление в этом сечении; $\alpha_{0,i} = 1,07$ – коэффициент количества движения для турбулентного течения; $\alpha_{p,i}$ – коэффициент кинетической энергии, а $\xi_{p,i}$ – коэффициент гидравлического сопротивления, приведенные к i -му сечению; ρ_0 – плотность газовой смеси при $p = p_0$
21	$\sum_{k=1}^n a_{ik}(t, x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{n+m}) \frac{dx_k}{dt} + b_i(t, x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{n+m}) = 0$	$i = 1, \dots, n$
22	$f_j(t, x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{n+m}) = 0$	$i = 1, \dots, (n+m)$
23	$\frac{dx_k}{dt} = u_i(t, x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{n+m})$	$i = 1, \dots, (n+m)$
24	$\sum_{k=1}^n c_{ik}(t, x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{n+m}) \frac{dx_k}{dt} + d_i(t, x_1, \dots, x_n, x_{n+1}, \dots, x_{n+m}) = 0$	$i = (n+1), \dots, (n+m)$
25	$\mathbf{A}(t, \mathbf{X}) \frac{d\mathbf{X}}{dt} + \mathbf{B}(t, \mathbf{X}) = 0$	–
26	$\mathbf{X}(t) = [x_1(t), \dots, x_{n+m}(t)]^T$	–
27	$\mathbf{A}(t, \mathbf{X}) = \begin{bmatrix} a_{11}(t, x_1, \dots) & \dots & a_{1n}(t, x_1, \dots) & a_{1(n+1)}(t, x_1, \dots) & \dots & a_{1(n+m)}(t, x_1, \dots) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ a_{n1}(t, x_1, \dots) & \dots & a_{nn}(t, x_1, \dots) & a_{n(n+1)}(t, x_1, \dots) & \dots & a_{n(n+m)}(t, x_1, \dots) \\ c_{(n+1)1}(t, x_1, \dots) & \dots & c_{(n+1)n}(t, x_1, \dots) & c_{(n+1)(n+1)}(t, x_1, \dots) & \dots & c_{(n+1)(n+m)}(t, x_1, \dots) \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ c_{(n+m)1}(t, x_1, \dots) & \dots & c_{(n+m)n}(t, x_1, \dots) & c_{(n+m)(n+1)}(t, x_1, \dots) & \dots & c_{(n+m)(n+m)}(t, x_1, \dots) \end{bmatrix}$	–
28	$\mathbf{B}(t, \mathbf{X}) = [b_1(t, x_1, \dots) \dots b_n(t, x_1, \dots) d_{n+1}(t, x_1, \dots) \dots d_{n+m}(t, x_1, \dots)]^T$	–

Е. Принимаем, далее, что $t_k = t_k + h$, $k = k + 1$ и переходим к пункту А. При этом следует учитывать, что начальное значение вектора Q_4 , отражающего накопление ошибок в вычислениях, принимается равным нулю.

Литература

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Москва – Свердловск: Машгиз, 1962. – 270 с.
2. Wöschni G. Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor – Krisprozessen. MTZ 26 (1965). S. 439/446.
3. Бек Дж., Блэкуэлл Б., Сент-Клэр Ч., мл. Некорректные обратные задачи теплопроводности. Пер. с англ. М.: Мир, 1989. – 312 с.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: учеб. пособие для вузов. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. – 592 с.
5. Ramos J.I. Mathematical Modelless of Spark-ignition Engines // Computer simulation for fluid flow, heat and mass transfer and

combustion in reciprocating engines. New York etc.: Hemisphere, 1989.

6. Крюков В.Е., Наумов В.И. и др. Горение и течение в агрегатах энергоустановок. М.: "Янус-К", 1997. – 304 с.
7. Launder В.Е., Spalding D.B. The numerical computation of turbulent flow // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng., 1974. V. 3. № 2. P. 269–289.
8. Вихерт М.М., Грудский Ю.Г. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей. М.: Машиностроение, 1982. – 151 с.
9. Гликман Б.Ф. Математические модели пневмогидравлических систем. М.: Наука, 1985. – 368 с.
10. Петренко А.И., Власов А.И., Тимченко А.П. Табличные методы моделирования электронных схем на ЭЦВМ. Киев: Виша школа, 1977. – 192 с.
11. Оран Э., Борис Дж. Численное моделирование реагирующих течений: пер. с англ. М.: Мир, 1990. – 660 с.

УГЛОВЫЕ КОЛЕБАНИЯ ПРИВОДА ТНВД НОВЫХ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ КАМАЗ

В.С. ГОЛЬМАКОВ, д-р техн. наук **В.Н. НИКИШИН**,
С.М. ЛЕОНОВ, **А.П. СОСНОВСКИЙ**
ИНЭКА, НТЦ КамАЗ (8552. 58-91-52)

Приведены результаты исследований угловых колебаний привода ТНВД новых форсированных дизелей КамАЗ; рассмотрен новый гаситель крутильных колебаний, устанавливаемый в картер маховика на вал ведомой шестерни и устраняющий такие колебания в приводе ТНВД во всем рабочем диапазоне частот его вращения.

Ключевые слова: крутильные колебания, вал привода ТНВД.

Golmakov V.S., Nikishin V.N., Leonov S.M., Sosnovsky A.P.

TORSIONAL VIBRATION OF FUEL PUMP'S DRIVING SHAFT OF NEW SUPERCHARGED KAMAZ ENGINES

The article contains results of torsional vibration research for fuel pump's drive of new supercharged Kamaz engines; a new torsional vibration damper is examined; the damper being mounted in a flywheel's housing on a driven gear shaft eliminates torsional vibration in HP fuel pump drive in all range of its rotation frequency.

Keywords: torsional vibration, HP fuel pump drive.

Привод ТНВД — один из наиболее ответственных узлов дизеля. Однако ему при проектировании дизелей, как правило, уделяется недостаточно внимания. Например, увеличивая мощность новой модели или модификации дизеля, что, очевидно, влечет за собой рост действующих в приводе нагрузок, или меняя тип топливной аппаратуры, что ведет к полному изменению условий работы привода, казалось бы, необходимо определять величины этих нагрузок и коэффициенты запаса прочности. На практике же чаще всего этого не делают. В лучшем случае, ограничиваются стендовыми длительными натурными испытаниями. Но они, как известно, не могут дать информацию о длительной надежности отдельных деталей дизеля в эксплуатации. Вот и получается, что на привод ТНВД обращают внимание лишь при хронических поломках его деталей. Что и случилось с опытными дизелями КамАЗ-740.51-320 и КамАЗ-740.50-360: в ходе их моторных доводочных испытаний, а также при эксплуатации на автомобилях неоднократно наблюдались усталостные разрушения фрезерованной ведущей полумуфты и ее стяжного болта М10×1,25, выполненного из стали 30Г2Р. При этом полумуфта разрушалась в месте пересечения бобышки крепления пластины на торце полумуфты с разрезной ее стороны. То есть там, где не было галтельного перехода между бобышкой и торцом полумуфты.

Что касается разрушения стяжного болта, то оно происходило в месте его пересечения с резьбовым отверстием в бобышке, предназначенным для крепления малых пластин. И причин тому было как минимум две. Во-первых, недостаточная жесткость стягиваемых участков полумуфты, что при затяжке болта приводило к значительному прогибу опорной площадки под головкой болта, и, как следствие, к изгибу его стержня. Во-вторых, пересечение резьбовых отверстий стяжного болта и болта крепления пластин, что вызывало неравномерное распределение напряжений по окружности витков стяжного болта.

Как видим, "физика" разрушения полумуфты и болта была установлена. Но количественной информации (величины напряжений и т.п.) получено не было. Тем не менее оба изделия доработали.

Так, полумуфту стали изготавливать из поковки, на которой пересечение ее бобышек и торца выполнено в виде галтельного перехода радиусом $R = 4$ мм, что, естественно, устранило концентратор напряжений в этой зоне. Кроме того, с 15 до 45° был увеличен угол разреза полумуфты, что повысило жесткость опорной площадки под головкой стяжного болта, а также уменьшен (с 30 до 26 мм) диаметр посадочного отверстия, в результате чего исключено пересечение резьбовых отверстий стяжного болта и болта крепления пластин. Наконечник, очень важным было и то, что в технологию изготовления полумуфты включили операцию, обеспечивающую обработку диаметра 26 мм с допуском некруглости 0,016 мм и тонкую расточку данного диаметра после разрезки полумуфты.

Конструкция стяжного болта также претерпела изменение. Во-первых, его стали изготавливать из заготовки, получаемой холодной высадкой из стали 40ХН2МА; во-вторых, диаметр нерезьбовой части стержня уменьшили с 10 до 8,3 мм, что снизило нагруженность болта в резьбовом соединении с полумуфтой за счет увеличения податливости детали; в-третьих, головку болта начали выполнять под ключ $S = 13$ мм с подголовником диаметром 17 мм.

Предпринятые конструктивные меры оценивались, как обычно, путем сравнительных усталостных испытаний исходной и модифицированной полумуфт. Они показали, что сопротивление усталости (прочность) модернизированной полумуфты получилось на 20 % выше исходной. Более того, усталостных разрушений, характерных для исходной конструкции полумуфты, на модернизированной полумуфте не было вообще.

Примерно такой же оказалась и картина со стяжными болтами: модернизация их конструкции увеличила предел выносливости на 50 %.

Однако испытания на этом не завершились.

С целью определения значений крутящего момента, передаваемого приводом ТНВД мод. 337-20.04, а также нагруженности деталей полумуфты и стяжного болта дизеля КамАЗ-740.50-360 было проведено тензометрирование этих деталей в условиях стенда "Мотор-Тест". Крутящий момент на валу привода, усилие, действующее на болт, и деформации полумуфты измерялись на режиме наброса нагрузки при работе дизеля по внешней скоростной характеристике в диапазоне изменения частоты вращения коленчатого вала от 1000 до 2200 мин⁻¹.

В результате было установлено, что максимальные значения нагрузки на привод ТНВД возникают на режиме номинальной мощности при $n = 2200$ мин⁻¹. Кроме того, анализ записанных на этом режиме осциллограмм показал, что в процессе работы дизеля нагрузка на всех деталях привода ТНВД изменяется по знакопеременному асимметричному циклу, причем их максимумы приходятся на момент впрыскивания топлива, а растягивающая нагрузка цикла всегда превышает сжимающую. Максималь-

ная же величина переменного крутящего момента составила $M_{\max} = 392 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Анализ осциллограмм выявил и еще одно очень любопытное обстоятельство: оказалось, что в приводе есть крутильные колебания.

Переменное усилие, действующее на болт полумуфты, также изменяется по асимметричному циклу, но в данном случае наблюдается, наоборот, превышение сжимающей нагрузки над растягивающей. Последнее свидетельствует о том, что нагружение стяжного болта переменной силой происходит в противофазе действию переменного крутящего момента в приводе, т.е. при воздействии максимальной величины крутящего момента болт воспринимает максимальную сжимающую нагрузку (разгружается). Переменные деформации на поверхности полумуфты по характеру и асимметрии цикла аналогичны переменному крутящему моменту, передающемуся через вал привода ТНВД.

Наибольшие их величины возникают в зоне бобышки крепления пластин, расположенной со стороны разреза полумуфты, наименьшие – со стороны головки болта.

Исходя из результатов стендовых безмоторных усталостных испытаний полумуфты и стяжного болта, а также тензометрирования привода ТНВД на работающем двигателе, были определены запасы n_a прочности по переменным нагрузкам. Для полумуфты такой запас составил 1,75, а для стяжного болта – 3,0.

Следующим этапом исследования стало определение характеристик крутильных колебаний, которые, как упоминалось выше, возникают в приводе ТНВД мод. 337-20.04. С этой целью на безмоторном стенде для испытаний топливной аппаратуры фирмы "Хансманн" и на двигателе КамАЗ-740.50-360 в составе моторного стенда было выполнено торсиографирование привода. В результате на безмоторном стенде в исследуемом узле были зафиксированы крутильные колебания с ярко выраженными резонансами и определены амплитуды углов закрутки вала привода, источником которых является ТНВД.

При торсиографировании на двигателе картина повторилась. Установлено, что углы закрутки вала и частоты крутильных колебаний на двигателе близки по величине аналогичным параметрам, зафиксированным на безмоторном стенде.

При испытаниях была также получена зависимость амплитуд углов закрутки вала привода ТНВД от его жесткости. При этом торсиографирование проводилось с серийным валом привода (коническим литым) и двумя опытными – с повышенной (конический точеный) и пониженной (кованый, постоянного сечения диаметром 30 мм) жесткостью.

Установлено, что частоты крутильных колебаний приводов ТНВД располагаются в пределах 225–586 Гц. Причем жесткость вала привода ТНВД оказывает существенное влияние на его углы закрутки при крутильных колебаниях: у вала с увеличенной жесткостью эти углы оказались на 2–46 % ниже, чем у серийного, а у вала с пониженной жесткостью (кованого), наоборот, на 14–35 % выше.

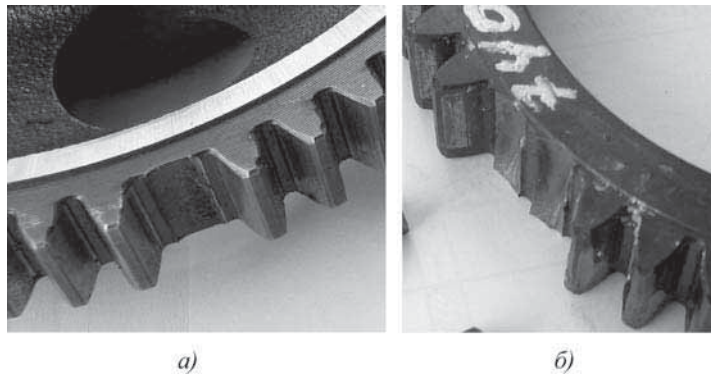


Рис. 1. Усталостное разрушение зубьев промежуточной шестерни (а) и шестерни коленчатого вала (б)

Модернизация полумуфты и ее стяжного болта, как сказано выше, устранила их разрушение в эксплуатации. Однако возникла новая проблема – разрушения зубьев шестерни коленчатого вала и сопряженной с ней промежуточной шестерни (рис. 1).

Чтобы решить ее, шестерни изготовили не из стали 15ХФ, как это предусматривала серийная технология, а из более прочной стали 12ХНЗА (ГОСТ 4543–71). Кроме того, повысили качество обработки перехода ножки зуба во впадину.

Но к полному устранению дефекта это не привело, и виной тому было, как показало торсиографирование привода ТНВД дизеля КамАЗ 740.63-400 в серийной комплектации, наличие в данном узле высокого уровня крутильных колебаний, имеющих ярко выраженные резонансы в зонах минимальных частот вращения коленчатого вала, крутящего момента и номинальной мощности. Например, максимальный угол закрутки в приводе ТНВД при 1000 мин^{-1} составил $0,698^\circ$, на режиме максимальной мощности при 1900 мин^{-1} – $0,5^\circ$.

Стало очевидным, что здесь не обойтись без гасителя крутильных колебаний.

Такой гаситель (жидкостной) был разработан и изготовлен (рис. 2). Его параметры: момент J_p инерции маховика – $0,015 \text{ кг}\cdot\text{м}^2$, жидкость – силиконовая кинематической вязкостью $\nu = 5 \cdot 10^4 \text{ сСт}$.

Высокая надежность привода ТНВД с этим гасителем подтверждена результатами испытаний дизеля

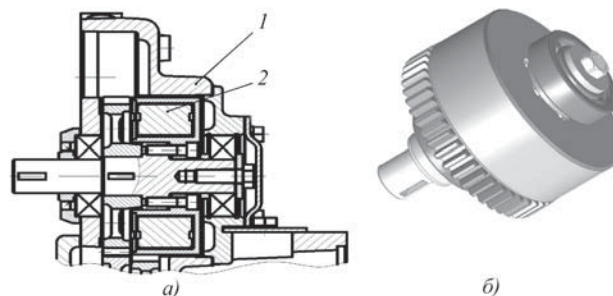


Рис. 2. Эскиз установки гасителя крутильных колебаний в привод ТНВД (а) и 3d его модель в сборе с валом ведомой шестерни (б):

1 – цельный картер маховика; 2 – гаситель крутильных колебаний

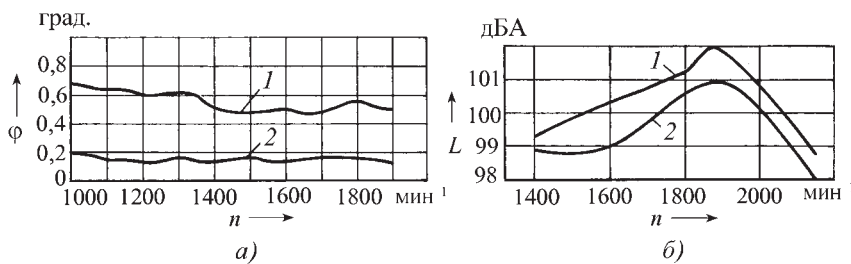


Рис. 3. Зависимость амплитуды угла закрутки вала ТНВД (а) и шума (б) дизеля при его работе по внешней скоростной характеристике:
1 – без демпфера; 2 – с демпфером

КамАЗ 740.60-360 экологического класса "Евро-3". Что и понятно: максимальный угол закрутки при 1000 мин^{-1} теперь не превышает $0,198^\circ$, углы закрутки находятся в пределах $0,164\text{--}0,213^\circ$ во всем рабочем диапазоне частот вращения коленчатого вала. То

есть применение гасителя позволило снизить амплитуды углов закрутки в приводе ТНВД в 3,23–4,2 раза (рис. 3, а).

Гаситель колебаний также положительно сказался и на максимальном уровне шума дизеля КамАЗ 740.63-400: если в серийной комплектации максимальный уровень его шума на режиме номинальной мощности, зафиксированный над развалом двигателя, составил 101,8 дБА, а средний уровень на измерительной поверхности (по восьми точкам) – 100,9 дБА, то при наличии гасителя крутильных колебаний в приводе ТНВД, установленного на вал ведомой шестерни в картере маховика, эти цифры снизились соответственно до 100,9 и 98,8 дБА, т.е. на 0,9 и 2,1 дБА (рис. 3, б).

УДК 621.4

ВЛИЯНИЕ АНТИФРИКЦИОННЫХ ПОКРЫТИЙ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВС НА ЕГО НАДЕЖНОСТЬ

Д-р техн. наук **В.В. ЕРОХИН**
Брянская ГИТА (4832. 64-60-73)

Рассматриваются тенденции использования антифрикционных покрытий на основе металлокерамики, получаемых на трущихся поверхностях непосредственно в процессе работы ДВС.

Ключевые слова: надежность, двигатель внутреннего сгорания, антифрикционные покрытия.

Erohin V.V.

INFLUENCE OF ANTI-FRICTIONAL COVERINGS OF DETAILS OF PISTON GROUP OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES ON THEIR RELIABILITY

Tendencies of use of anti-frictional coverings on the basis of the metal ceramics, received on rubbing surfaces directly in the course of internal combustion engine work are considered.

Keywords: reliability, internal combustion engine, anti-frictional coverings.

Повышение надежности ДВС было и остается важнейшей задачей автомобилестроения и сферы технического обслуживания автотранспорта. И для ее решения существует довольно много путей. В том числе такие, как выбор оптимальных по химическому составу материалов деталей и их соответствующая термическая обработка; нанесение антифрикционных покрытий на поверхности деталей гальваническим методом; получение этих покрытий непосредственно в процессе функционирования ДВС; подбор метода и режимов финишной обработки поверхностей. Однако наиболее экономичным и технологичным способом является, очевидно, получение покрытий поверхностей деталей ДВС с заданными свойствами непосредственно во время его работы. Он обеспечивает индивидуальную приработку деталей, что особенно важно для ДВС, имеющих большую наработку.

Антифрикционные покрытия, получаемые непосредственно при работе ДВС, образуются, как известно, за счет химических добавок (присадок) в систему смазки, которые, как правило, содержат до 8 % (масс.) воды, а также самые различные химические элементы в виде диспергированных частиц размером $0,001\text{--}1 \text{ мкм}$ (пат. № 2204623 и 2169208 РФ). В частности, это может быть баумит, состоящий из $(\text{Mg, Mn, Fe, Zn})_3(\text{Si, Al})_2\text{O}_5(\text{OH})_4$; двуоксида кремния SiO_2 ; дисульфида молибдена MoS_2 ; клинохлора $(\text{Mg}_5\text{Al})(\text{Si, Al})_4\text{O}_{10}(\text{H})_8$, серпентина $\text{Mg}_6(\text{Si}_4\text{O}_{10})(\text{OH})_8$, каолинита $\text{Al}_4(\text{Si}_4\text{O}_{10})(\text{OH})_8$, амезита $\text{Mg}_2\text{Al}(\text{SiAl})\text{O}_5(\text{OH})_4$, имеющих пластинчатую форму; титанита энстатита $\text{Mg}(\text{Si}_2\text{O}_6)$ (призматической формы); фаялита $\text{Fe}_2(\text{SiO}_4)$ (пирамидальной формы); $\text{CaTi}(\text{SiO}_4)\text{O}$ и пиролюзита MnO_2 (оба компонента – игольчатой формы). Считается, что эти присадки восстанавливают изношенные трущиеся поверхности, в частности, деталей ЦПГ.

Чтобы убедиться, так ли это, автор провел серию экспериментов, объектом которых стали двигатели автомобилей ВАЗ-21099 с пробегом 70 и 115 тыс. км, а также "ГАЗель" (ГАЗ-2213) с пробегом 40 и 120 тыс. км, "Тойота Королла" с пробегом 120 тыс. км. При этом первые 5000 км все двигатели работали без антифрикционных присадок.

Первоначально была определена оптимальная толщина h наносимого покрытия за цикл силового воздействия на зону контакта по критериям интенсивности J изнашивания и поверхностной твердости σ_f (рис. 1). Она, как видно из рисунка, находится в пределах $2\text{--}4 \text{ мкм}$. Причем интенсивность изнашивания слоя зависит от состава присадки. В дальнейшем исследовались многослойные покрытия с толщиной единичного слоя $1,5\text{--}4 \text{ мкм}$ (рис. 2). При этом оптимальная толщина S трехслойного покрытия получалась равной $10\text{--}20 \text{ мкм}$. Кроме того, установлено, что интенсивность износа трехслойного покрытия снижалась, по сравнению с однослойным, на

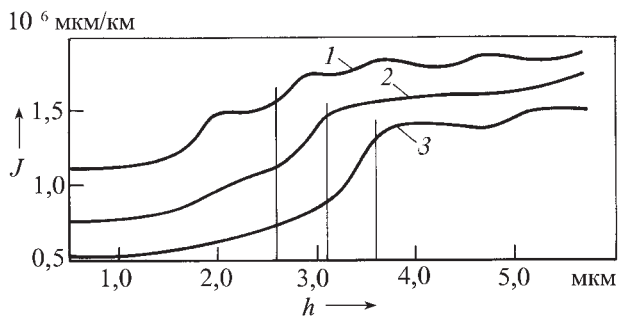


Рис. 1. Зависимость интенсивности изнашивания (твердости) нанесенного покрытия от его толщины и материала присадки:

1 – дисульфид молибдена и серпентин; 2 – дисульфид молибдена и титанит; 3 – дисульфид молибдена и клинохлор

12–18 % за счет повышения герметичности сопряжения "гильза цилиндра–компрессионные поршневые кольца", благодаря чему уменьшается отклонение гильзы цилиндра от круглости, а следовательно, и локальные давления в паре "гильза–поршневое кольцо".

Однако при дальнейшем повышении толщины S покрытия гильзы цилиндра интенсивность ее изнашивания возрастает. Поскольку из-за малости зазора "гильза–поршневое кольцо" начинает расти давление на стенки цилиндра и покрытие "замазывает" масляные карманы на поверхности гильзы, полученные при ее хонинговании.

В ходе экспериментов обнаружилось и еще несколько интересных обстоятельств.

Так, оказалось, что оптимальные значения толщин как единичного, так и многослойного покрытий, сформированных при работе ДВС, очень сильно зависят от таких факторов, как концентрация присадки в масле, режима работы ДВС, компрессии в его цилиндре. Причем эти факторы для каждого ДВС сугубо индивидуальны, и выйти на их оптимальную взаимосвязь не представляется возможным.

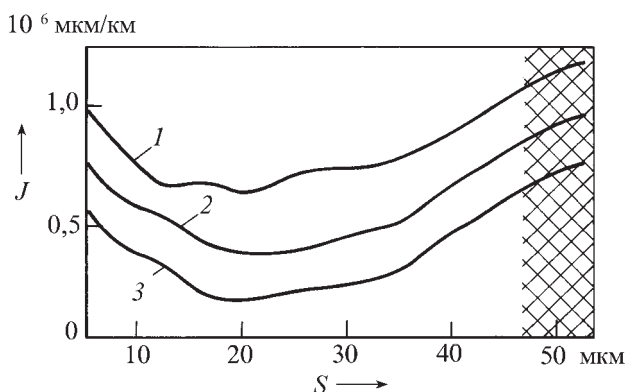


Рис. 2. Зависимость интенсивности изнашивания поверхности многослойного покрытия от суммарной толщины S слоев и материала присадок:

1 – дисульфид молибдена и серпентин; 2 – дисульфид молибдена и титанит; 3 – дисульфид молибдена и клинохлор; заштрихована область начала заклинивания поршня ДВС

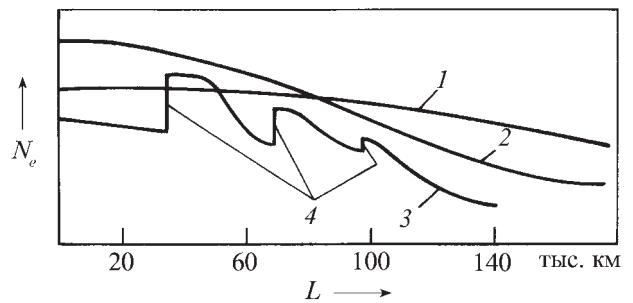


Рис. 3. Зависимость мощности ДВС от пробега АТС при использовании оптимального химического состава и термической обработки деталей ДВС (1), наличии антифрикционных гальванических покрытий на деталях ДВС (2) и антифрикционных покрытий, полученных с помощью присадок (3) на деталях ДВС в условиях его непосредственной работы

Это объясняется тем, что перечисленные выше компоненты покрытия, за исключением дисульфида молибдена, получают перемалыванием и диспергированием горных пород, т.е. без предварительной и окончательной очистки порошков. В результате химический анализ наиболее распространенных на рынке антифрикционных присадок показал, что 23–60 % их компонентов представляют собой побочные примеси, в том числе пагубно влияющие на надежность работы ДВС. Это частицы гранита, кальция, калия и других химических соединений и элементов, которые при температуре воспламенения топливоздушную смесь образуют щелочи. И получается, что на гильзе цилиндра и на поверхности поршня, изготовленного из сплавов на основе алюминия, образующаяся металло-керамическая сервовитная пленка оксида алюминия разрушается. Что в итоге и приводит к активации алюминия, который теперь легко взаимодействует с парами воды с образованием водорода, алюминатов и других компонентов. Водород же, как известно, не только резко ускоряет коррозию, но и разрушает магниевую подложку независимого металлокерамического покрытия. Все это приводит к резкому повышению интенсивности изнашивания деталей ДВС (снижению их износостойкости), способствует образованию нагара на гильзах цилиндров, снижению компрессии в цилиндрах и засорению масляных каналов, особенно после пробега в 5–15 тыс. км.

Есть еще одно обстоятельство. У большинства моделей двигателей, выпускавшихся в СССР и выпускаемых в России сейчас, трущиеся поверхности даже новых поршней и поршневых колец для улучшения их приработки покрыты тонким (2–8 и 3–10 мкм соответственно) слоем олова (ремонтные размеры поршневых колец – все без исключения).

Олово же, наряду с галлием, индием, цинком и висмутом, является, как и щелочи, активатором алюминия со всеми вытекающими отсюда последствиями, о которых упоминалось выше. Более того, даже вода при сверхкритических параметрах ($T_{кр} = 647,2$ К или $374,2$ °С; $p_{кр} = 21,76$ МПа, или $217,6$ кгс/см²), возникающих при сгорании топлива в цилиндре,

разрушает оксидную пленку на поверхности алюминия [1] и активирует его.

Эксперименты показали также, что металлокерамические сервовитные пленки на основе оксидов алюминия очень недолговечны (рис. 3). Да, они в среднем повышают износостойкость, мощность ДВС и обеспечивают постоянство новой мощности, но лишь в пределах 5–15 тыс. км пробега (поз. 4 на рис. 3). Причем ни второе, и тем более третье покрытие, т.е. повторная добавка присадок, не дают существенного долговременного положительного результата. Например, обработка таким способом ДВС автомобиля "Тойота Королла" с пробегом 120 тыс. км привела к резкому ухудшению работы двигателя уже после 1500 км: мощность двигателя упала на 24 %, а сам он начал усиленно перегреваться. Причина, как показал анализ, состояла в том, что все маслосъемные карманы на рабочей поверхности гильзы оказались замасленными сервовитной пленкой, что значительно понизило смазочную и антифрикционную способность рабочей поверхности гильз.

Как видно из того же рис. 3, более эффективны традиционные методы повышения надежности функционирования ДВС. Например, термообработка материалов оптимального состава (кривая 1) и гальванические многослойные покрытия деталей ЦПГ, т.е. электрохимическое легирование (кривая 2), при котором на детали образуются три взаимосвязанных слоя: нижний – относительно мягкий, магниевый, имеющий высокую степень адгезии с защищаемой поверхностью, когда ионы магния занимают место ионов железа в кристаллической решетке поверхностного слоя трущихся деталей; промежуточный – металлокерамический, на основе оксида алюминия, который повышает стабильность, прочность и долговечность

антифрикционного покрытия; внешний – выполняемый из антифрикционного материала (например, из дисульфида молибдена), который снижает коэффициент трения между трущимися поверхностями.

Таким образом, эксперименты доказали, что пока используются неочищенные от примесей антифрикционные порошки, антифрикционные покрытия, формирующиеся в процессе работы ДВС, позволяют получить удовлетворительные результаты только в лабораторных условиях, когда применяются химически чистые компоненты антифрикционных смесей. Так что надписи на емкостях, в которых продаются гели этих порошков ("добавлять масло при каждом ТО-2"), совсем не случайны. Да и то, как видно из рис. 3, они сильно приукрашивают картину.

Самые же надежные способы повышения эксплуатационной надежности ДВС – выбор оптимальных по химическому составу материалов для его деталей (что, конечно, недешево) и нанесение антифрикционных покрытий гальваническими методами. Так что дело повышения эксплуатационной надежности ДВС – дело их создателей и производителей. Эксплуатационникам "мудрить" с присадками крайне нежелательно. ГИБДД известны случаи, когда упомянутый выше эффект "Тойоты Короллы" проявлялся гораздо жестче: двигатель заклинивало, что, как правило, приводило к трагическим последствиям. Особенно при больших скоростях движения.

Литература

1. Берш А.В., Клейменов Б.В., Мазалов Ю.А., Низовцев В.Е. Перспективы развития водородной энергетики на основе алюминия // Радиотехника и телекоммуникации. 2005. № 2 (38). С. 62–64.

УДК 621.83.062:629.114.2

МЕХАНИЧЕСКАЯ БЕССТУПЕНЧАТАЯ ПЕРЕДАЧА ДЛЯ ТРАНСМИССИИ ГОРОДСКОГО АТС С РЕКУПЕРАЦИЕЙ ЭНЕРГИИ ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Д-р техн. наук **А.А. БЛАГОНРАВОВ**, канд. техн. наук **А.В. ЮРКЕВИЧ**, **В.А. СОЛДАТКИН**

Институт машиноведения УрО РАН, Курганский ГУ (3522.41-15-46, 3522.23-06-03)

Предлагается механическая бесступенчатая передача с колебательным движением внутренних звеньев, которая в сочетании с маховиком-аккумулятором позволяет осуществлять рекуперацию энергии при торможении, что существенно, в ~ 2 раза, снижает расход топлива и вредные выбросы в атмосферу.

Ключевые слова: механическая бесступенчатая передача, рекуперация энергии, расход топлива.

Blagonravov A.A., Yurkevich A.V., Soldatkin V.A.

MECHANICAL STEPLESS TRANSMISSION OF URBAN MOTOR VEHICLES WITH ENERGY RECOVERY DURING BRAKING

Mechanical stepless transmission with the vibration motion of internal links is set forward, which in combination with a flywheel-battery provides energy recuperation during braking is given. It can provide a significant, up to two-time, reduction of fuel consumption and emission abatement.

Keywords: mechanical stepless gearbox, energy recuperation, fuel consumption.

При движении городских АТС (автобусы, маршрутные такси) энергия, вырабатываемая двигателем, расходуется на преодоление дорожного сопротивления и на набор кинетической энергии при разгоне. Причем большая часть последней при торможении перед остановкой теряется безвозвратно. Ее долю α можно подсчитать по формуле № 1 (см. таблицу).

Для сравнительной оценки топливной экономичности и экологической безопасности различных АТС разработаны и утверждены (ГОСТ 20306–90) схемы городских ездовых циклов (ГЕЦ). Например, для городского автобуса ГОСТ предусматривает, что максимальная скорость в этом цикле равна 45 км/ч. Правда, для маршрутных такси схема ГЕЦ ГОСТом не предусмотрена, но в связи с тем, что удельная мощность маршрутного такси существенно больше, чем у городского автобуса, для расчета можно принять тот же цикл, что и для автобуса, но с увеличени-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\alpha = \frac{(\delta_1 v^2 - 2 g \psi s_T)}{(\delta_2 v^2 + 2 g \psi s_0)}$	δ_1 и δ_2 – коэффициенты учета вращающихся масс соответственно при торможении АТС на нейтрали и при разгоне; v – максимальное значение скорости, достигнутое АТС при движении между остановками; g – ускорение свободного падения; ψ – коэффициент сопротивления движению (для города $\psi \approx 0,02$); s_T – путь, пройденный с отрицательным ускорением, т.е. при торможении; s_0 – расстояние между остановками
2	$\eta_{\text{эл}} = R_n / (R_n + R_{\text{вн}})$	R_n – сопротивление нагрузки; $R_{\text{вн}}$ – внутреннее сопротивление источника электроэнергии
3	$\eta_p = \eta_{\text{эл}}^2 \eta_{\text{ак}}$	$\eta_{\text{ак}}$ – КПД аккумулятора, т.е. отношение энергии, получаемой при разрядке, к энергии, затраченной при зарядке

ем скорости с 45 до 60 км/ч. Известна также схема европейского ГЕЦ (NEFZ) для АТС полной массой до 3,5 т.

Если применительно к этим схемам воспользоваться формулой № 1, т.е. рассчитать долю α энергии, теряемую при торможении, то получим: для автобуса $\alpha = 0,41$; для маршрутного такси $\alpha = 0,52$; для европейского ГЕЦ $\alpha = 0,49$.

Как видим, потери кинетической энергии АТС при торможении достигают практически ее половины. Значит, если эту долю направить в какой-либо аккумулятор (рекуперировать), а потом использовать ее при последующем разгоне АТС, то можно существенно сократить общий расход энергии, следовательно, и расход топлива, и вредные выбросы в атмосферу. И многие считают, что эта проблема чуть ли не автоматически решается на гибридных автомобилях, выпуск которых уже начат во многих странах. Решается потому, что на таких АТС кроме обычных ДВС обязательно есть электромеханическая трансмиссия с электронной системой управления и энергоемкий аккумулятор электрической энергии. То есть имеется электродвигатель, способный работать и в генераторном режиме, и энергоемкий аккумулятор.

На самом же деле это не так. И вот почему.

Согласно закону электротехники, КПД электрической цепи ($\eta_{\text{эл}}$) дает формула № 2. И так как при торможении и разгоне нагрузка и источник энергии меняются функциями, то целесообразно обеспечить $R_n = R_{\text{вн}}$, т.е. режим, который в электротехнике называется режимом согласованной нагрузки. Тогда получается, что $\eta_{\text{эл}} = 0,5$. Но при рекуперации энергии электроцепь нагружается сначала током зарядки, а потом током разрядки аккумулятора. Следовательно, КПД реку-

перации (η_p) определяется формулой № 3. Но у никель-металлгидридных аккумуляторов, наиболее часто применяемых в гибридах, $\eta_{\text{ак}} = 0,66$. Тогда получается, что $\eta_p = 0,165$. Другими словами, рекуперация осуществляется при слишком низком КПД. И разработчики это, конечно, знают. Но их больше интересуют другие свойства гибридов: возможность обеспечить работу ДВС на более экономичном режиме, развивать при разгоне АТС мощность большую, чем мощность ДВС, компоновочные преимущества. В итоге рекуперация энергии торможения, применяемая на гибридах, оказывается невыгодной. Поэтому специалисты ищут новые ее способы. В частности, ими неоднократно предпринимались попытки использовать для этого маховик с бесступенчатым приводом (вариатором). Но чтобы при торможении АТС излишек его кинетической энергии переходил в кинетическую энергию маховика, а при последующем разгоне эта энергия использовалась для разгона, нужно, чтобы скорость АТС и скорость вращения маховика изменялись во встречном направлении. Поэтому кинематический диапазон бесступенчатого привода между ведущими колесами АТС и ротором маховика должен быть равен квадрату требуемого изменения скорости АТС при торможении, а чтобы можно было разогнаться с места, используя кинетическую энергию маховика, этот диапазон должен быть бесконечно большим. Наконец, для того, чтобы η_p был достаточно велик, внутренние потери в бесступенчатом приводе должны быть достаточно малы.

Очевидно, что обеспечить эти противоречивые требования довольно трудно, что и препятствует реализации такого явно удачного технического решения.

Однако выход из создавшегося положения есть. Он состоит в том, чтобы

связь между ДВС, ведущими колесами и маховиком-аккумулятором энергии осуществлялась с помощью механической бесступенчатой передачи, работающей по принципу регулирования колебательного движения внутренних звеньев.

По принципу действия такая передача, как известно, сходна с разработанными в 1950-х годах импульсными регулируемым бесступенчатыми передачами, но, в отличие от них, обладает высокой надежностью.

Работает такая передача следующим образом.

Вращение ее входного вала с помощью, например, пяти шарнирно-рычажных четырехзвенников, имеющих общий кривошип и работающих со сдвигом по фазе, преобразуется в угловые колебания их коромысел. Эти колебания с помощью механических выпрямителей преобразуются во вращение одного направления, которое через торсионы передается на периферийные шестерни суммирующего редуктора, чья центральная шестерня соединена с выходным валом.

Благодаря наличию торсионов импульсы момента растягиваются по фазе, в результате чего осуществляются их перекрытие и непрерывность момента на выходном валу. Они же при изменении крутящего момента (нагрузки) на выходном валу обеспечивают свойство саморегулирования – самопроизвольного изменения передаточного отношения $i = n_2/n_1$, где n_2 и n_1 – соответственно частоты вращения валов на выходе и входе.

Для внешнего регулирования имеется механизм, позволяющий изменять радиус общего кривошипа от нуля до максимального его значения. В результате получается механическая бесступенчатая передача, обладающая бесконечно большим кинематическим диапазоном и достаточно большим, ограниченным лишь допустимым напряжением при закрутке торсионов, силовым диапазоном. Главное отличие такой передачи состоит в конструкции механических выпрямителей.

В импульсных передачах в качестве выпрямителей применялись механизмы свободного хода, работающие с использованием эффекта самоторможения при изменении знака относительной угловой скорости, что обеспечивало кинематическое условие $\omega_1 \leq \omega_2$, где ω_1 и ω_2 – угловые скорости на входе и выходе. Но эти механизмы (например, роликовые), успешно работающие в качестве обгонных муфт в современных автомобильных ГМП, оказались, к сожалению, непригодными для работы в качестве выпрямителей, работающих с высокой частотой и большими динамическими нагрузками. Поэтому в рассматриваемой передаче применено решение,

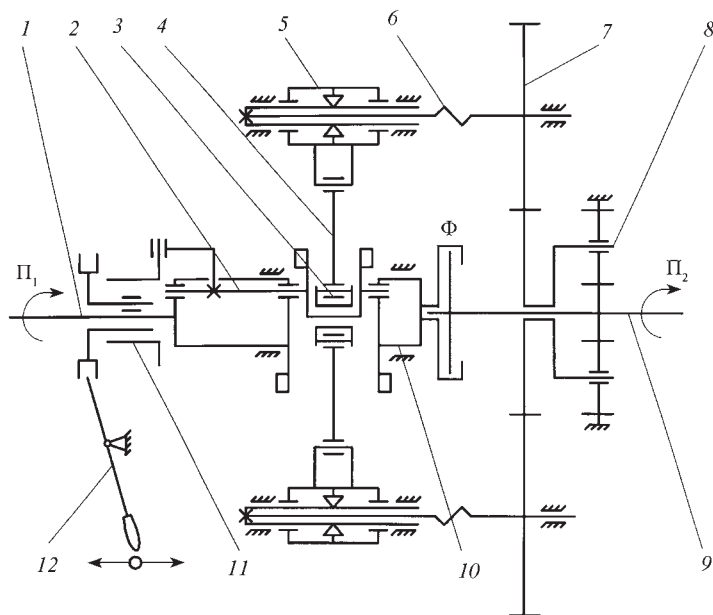


Рис. 1. Кинематическая схема бесступенчатой передачи:

1 – передняя часть ведущего вала; 2 – кривошипный вал; 3 – кривошипная головка; 4 – шатун; 5 – выпрямитель; 6 – торсионный вал; 7 – шестерня суммирующего редуктора; 8 – планетарный ряд; 9 – ведомый вал; 10 – хвостовая часть ведущего вала; 11 – дифференциальный винтовой механизм; 12 – рычаг управления

предложенное А.А. Благодравовым [1]. В выпрямителе, выполненном в соответствии с ним, отношение внутренних сил, создающих напряжения в деталях, к полезным, создающим передаваемый крутящий момент, уменьшено, по сравнению с роликовым механизмом свободного хода, в 10 раз. Вторым фактором, способствующим обеспечению необходимого уровня надежности передачи, стали торсионы на выходе из каждого выпрямителя: они ограничивают динамические нагрузки и делают передачу многопоточной с переменной, зависящей от фазы цикла и передаточного отношения i долей нагрузки каждого из пяти потоков.

Для городского АТС, как показывают расчеты, достаточна максимальная энергоемкость аккумулятора-маховика, равная кинетической энергии этого АТС при скорости 60 км/ч. При таких условиях масса обода маховика, который представляет собой отрезок стальной трубы, установленный на подшипниках, составляет всего лишь 1 % массы АТС, а максимальная частота его вращения при диаметре 300 мм не превышает 10 тыс. мин^{-1} .

Кинематическая схема механической бесступенчатой передачи уже публиковалась (см. например, "АП", 2007, № 11). Тем не менее, коротко напомним ее (рис. 1).

Ведущий ее вал имеет переднюю 1 и хвостовую 10 части. Внутри него па-

раллельно продольной оси с эксцентриситетом e установлен с возможностью поворота на 180° кривошипный вал 2, радиус кривошипа которого равен эксцентриситету. На нем закреплен поворотный рычаг, проходящий через боковую щель передней части вала.

Ведущий и кривошипный валы снабжены уравнивающими противовесами. Кривошипная головка 3 соединена прицепными шатунами 4 с коромыслами ведущих элементов выпрямителей 5. Ведомые элементы последних с помощью торсионных валов 6 связаны с периферийными шестернями 7 суммирующего редуктора, центральная шестерня которого через планетарный ряд 8 соединена с ведомым валом 9. С помощью дифференциального винтового механизма 11 и рычага управления 12 кривошипный вал 2 имеет возможность поворачиваться на 180° и изменять рабочий радиус кривошипа от нуля до $2e$. Включение фрикциона Φ обеспечивает прямую передачу.

Внешняя характеристика передачи – зависимость моментов на выходе и входе от передаточного отношения i – может быть рассчитана на основе изложенного в упомянутой выше монографии алгоритма. Максимальный крутящий момент на выходном валу зависит от максимального по допустимому напряжению угла закрутки торсионов и их угловой жесткости. На

стоповом режиме (при $i = 0$) максимальный угол закрутки $\varphi_{T \max} = 2\varphi_0$, где φ_0 – амплитуда колебаний коромысла, ее величина регулируется механизмом изменения рабочего радиуса кривошипа.

При разработке передачи для городского АТС целесообразно принимать: $\varphi_{T \max} = 0,2$ рад, $\varphi_{0 \max} = 0,3$ рад. Тогда при $i = 0$ должно быть $\varphi_0 = 0,1$. При этом нагрузка на входном валу близка к нулю, так как энергия, затраченная на закрутку торсионов, возвращается при их раскрутке.

Чтобы при увеличении i сохранялось значение $\varphi_{T \max} = 0,2$ и нагрузочные возможности передачи использовались полностью, φ_0 должен увеличиваться. При этом зависимость $\varphi_0(i)$ близка к линейной.

С увеличением i нагрузка на входном валу повышается и при определенном значении i достигает номинального крутящего момента ДВС. Чтобы при дальнейшем росте i двигатель не перегружался, функция $\varphi_0(i)$ должна быть другой, но тоже близкой к линейной. (При увеличении i , например, до 0,8 может включаться прямая передача.)

Внешняя характеристика передачи в относительных величинах приведена на рис. 2. (На нем $k_2 = M_2/M_N$; $k_1 = M_1/M_N$, где M_2 и M_1 – крутящие моменты на выходном и входном валах соответственно; M_N – номинальный момент ДВС.) Кроме того, на нем же линиями 1 и 2 показаны функции $\varphi_0(i)$, которые должны выдерживаться автоматизированной системой управления величиной рабочего радиуса кривошипа.

При реализации управления по линии 1 обеспечивается постоянное значение $\varphi_{T \max}$ за цикл, независимо от величины i до тех пор, пока φ_0 достигнет предельного своего значения, т.е. $\varphi_{0 \max} = 0,3$. При дальнейшем увеличении i амплитуда колебаний коромысел остается постоянной, а крутящий момент на выходном валу интенсивно уменьшается.

При таком управлении коэффициент k_2 крутящего момента в зависимости от i определяется кривой $ab'C$, а коэффициент k_1 – кривой $a_1b_1b_1'C_1$. Но при i больше, чем в точке b , нагрузка на двигатель становится больше M_N ($k_1 > 1$), и чтобы сохранить ее постоянной, следует переключить управление амплитудой колебаний φ_0 с линии 1 на линию 2. При этом кривая $k_2(i)$ на участке bC будет представлять гиперболу, а величина k_1 на участке $b_1'd$ будет равна единице (на участке Cd включена прямая передача).

Если автомобиль разгоняется, используя крутящий момент, развиваемый двигателем, то переключение

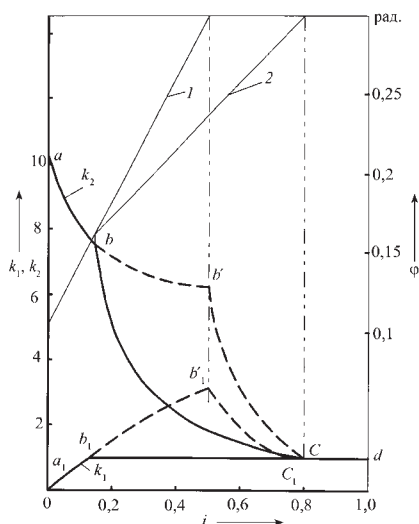


Рис. 2. Внешняя характеристика бесступенчатой передачи

управления с линии 1 на линию 2 необходимо, а если разгоняется, используя кинетическую энергию маховика, то такой необходимости нет.

Ускорение автомобиля, определяемое моментом M_2 , при управлении по линии 1 в значительной части диапазона изменения i получается намного больше, чем при управлении по линии 2.

Увеличение момента на входе бесступенчатой передачи вызывает более быстрое расходование кинетической энергии маховика и подготовку его к последующему накоплению кинетической энергии при очередном торможении автомобиля.

Возможность получения на средних значениях i большего ускорения автомобиля, чем при использовании крутящего момента, развиваемого двигателем, позволяет уменьшить величину M_N , а следовательно, и номинальную мощность, и габаритные размеры двигателя. И в этом случае при том же максимальном значении k_2 величина $M_{2\max}$ уже не будет выглядеть неоправданно большой.

Таким образом, при наличии бесступенчатой передачи у АТС имеется

та же возможность, что и у гибридного АТС: кратковременно развить на ведущих колесах мощность, большую чем мощность двигателя, а при управлении по линии 2 – обеспечить работу двигателя на режимах минимального удельного расхода топлива.

Схема включения бесступенчатой передачи в трансмиссию АТС с рекуперацией энергии торможения приведена на рис. 3. Она путем переключения зубчатых муфт, снабженных синхронизаторами, обеспечивает четыре режима движения АТС.

На первом из них двигатель через бесступенчатую передачу соединен с ведущими колесами. На нем осуществляется ускоренное и равномерное движение, а также движение задним ходом. На втором – ведущие колеса через бесступенчатую передачу соединены с маховиком. Включается этот режим на скорости не более 60 км/ч и только тогда, когда возникает необходимость ее уменьшения. Излишек кинетической энергии направляется на раскрутку маховика, а двигатель может работать на холостом ходу или быть остановленным.

На третьем режиме маховик через бесступенчатую передачу соединен с ведущими колесами. На этом режиме осуществляется разгон с места. При-

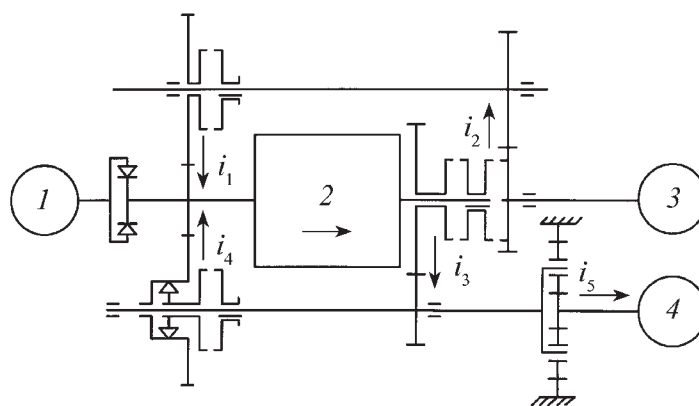


Рис. 3. Кинематическая схема трансмиссии с рекуперацией энергии:

1 – ДВС; 2 – бесступенчатая передача; 3 – главная передача (ведущие колеса); 4 – маховик

чем интенсивность разгона так же, как и интенсивность замедления, регулируется системой управления, которая позволяет получать любое значение ϕ_0 , но меньшее, чем по линии 1 или 2 (см. рис. 2). Поэтому АТС на данном режиме может двигаться с любой сколь угодно малой скоростью. Правда, лишь на расстояние, обеспечиваемое маховиком. (В нашем примере не более 700 м.)

На четвертом режиме двигатель через бесступенчатую передачу соединен с маховиком. Это может происходить на месте или при движении накатом.

И последнее. Если учесть потери во всех кинематических парах рассматриваемой передачи, то ее КПД от ведущих колес к маховику и в обратном направлении составляет не менее 0,87. Значит, КПД регулирования $\eta_p \geq 0,75$. Поэтому экономия топлива и уменьшение вредных выбросов в атмосферу при такой системе можно получить большие, чем на гибридных АТС, где используется принцип электрорекуперации.

Литература

1. Благодеров А.А. Механические бесступенчатые передачи. Екатеринбург: УрО РАН. 2005. – 205 с.

ВНИМАНИЕ!

Напоминаем: направлять статьи и вести переписку с редакцией быстрее и удобнее с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru; avtoprom@aort.ru

О ПРОБЛЕМЕ СОЗДАНИЯ НАЗЕМНЫХ ТЯГОВО-ТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ С МЕХАТРОННЫМИ СИСТЕМАМИ

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук **Б.Н. БЕЛОУСОВ**

МГТУ имени Н.Э. Баумана (499. 263-65-44)

Рассматриваются методологические проблемы, сопровождающие процесс современного этапа развития конструкции наземных тягово-транспортных средств (ТТС), качественно-количественного изменения их структуры и состава основных силовых устройств, интеграции электронных, электрических, гидравлических, пневматических и механических элементов, а также существенное повышение роли электроники и систем управления, то есть широкое внедрение мехатронных модулей в конструкцию автомобиля.

Ключевые слова: тягово-транспортные средства, потребительские свойства, активная безопасность автомобиля, мехатроника, мехатронный модуль, мехатронная система, гибридный автомобиль, терминология, электропривод, гидропривод, электротрансмиссия, гидробъемная трансмиссия.

Belousov B.N.

ABOUT A PROBLEM OF DEVELOPMENT OF A LAND TOWING VEHICLES WITH MECHATRONIC SYSTEMS

Methodological problems accompanying the actual stage of development of the engineering design Land Towing Vehicles, a qualitative change in their structure and composition of the main power devices, integrated electronic, electrical, hydraulic, pneumatic and mechanical components, as well as significant increase of the role of electronics and control systems, widespread introduction the mechatronic modules in the engineering design of car are discussed.

Keywords: towing vehicles, customer properties, active safety of a car, mechatronics, mechatronic module, mechatronic system, hybrid car, terminology, electric drive, hydraulic drive, electric and.

В настоящее время наблюдается процесс явной "генетической мутации" конструкции наземных тягово-транспортных средств (ТТС), качественного изменения их структуры и состава основных силовых устройств, интеграции электронных, электрических, гидравлических, пневматических и механических элементов и существенного повышения роли электроники и систем управления, т.е. налицо широкое внедрение мехатронных модулей в конструкцию ТТС. Этот процесс вызван в первую очередь тем, что производители таких транспортных средств вынуждены соблюдать все более жесткие законодательные требования по активной и экологической безопасности, надежности, комфортабельности и производительности своей продукции. Это с одной стороны. С другой же, эти свойства ТТС в конечном итоге определяют его потребительские свойства, а следовательно, конкурентоспособность. Наконец, производство и использование автомобильной и тракторной техники по своей массовости уступает лишь бытовой технике, а изготовители электронных, электротехнических, гидравлических и т.п. устройств заинтересованы в использовании своих изделий на объектах массового потребления.

Все системы транспортного средства в той или иной мере входят в систему активной безопасности ТТС, и целевой функцией их совместной работы как единой системы является обеспечение активной безопасности его применения. Поэтому первой ме-

хатронной системой ТТС стала его тормозная система (ПБС/АБС, ASR, EBS). Во-вторых, сейчас на государственном уровне идет жесточайшее ограничение вредных выбросов с отработавшими газами. Причем это касается ТТС всех классов грузоподъемности и тягового класса. Кроме того, серьезные требования предъявляются и в отношении снижения внутреннего и внешнего шумов основных агрегатов ТТС, разрушающего воздействия его движителя на почву – грунт, безопасную утилизацию самого ТТС и специальных жидкостей и др.

Вместе с тем конструкции основных систем ТТС (силовая установка, трансмиссия, рулевое управление, система поддрессоривания, тормозная система и др.) представляют собой сумму сложных технических решений, которые строятся на разных физических принципах. То есть ТТС представляют собой результат синтеза весьма сложных систем. Поэтому с точки зрения механики их можно называть гибридными. При этом главные составные части и системы проектируются и изготавливаются с использованием механических, электрических, гидравлических, пневматических и электронных устройств, имеющих общую целевую функцию по обеспечению одного или нескольких потребительских свойств автомобиля или трактора. Иными словами, современное ТТС есть система мехатронных модулей. Поэтому очень важным становится единое понимание терминологии, реа-

лизумой при проектировании данных средств различными организациями.

Вот несколько примеров тому.

Первый. Понятие "гибридный автомобиль (автомобиль с комбинированной энергоустановкой – КЭУ)" в России впервые использовал в своих работах И.П. Ксеневич. При этом он понимал, что конструкция ТТС основана на комбинации их бортовых энергоустановок из двух или более источников энергии различных типов. Как правило, это – ДВС, работающий на бензине или дизельном топливе, газе или альтернативных видах топлива (на диметилэфире, возобновляемых растительных топливах и т.п.), генератор электрической энергии и буферный накопитель (аккумуляторная батарея, блок суперконденсаторов, маховичный накопитель и т.п.), а также тяговый электродвигатель, объединенные общей системой управления. (Если в качестве источника электрической энергии в КЭУ используется батарея топливных элементов, то такую комбинацию также относят к гибридным источникам энергии.)

В системах современных ТТС может использоваться электропривод, следящий гидропривод и комбинация устройств передачи силового потока. Например, возможна передача крутящего момента на ведущие колеса как от ДВС через механическую трансмиссию, так и через гидравлические агрегаты или электропривод. При этом все составные части имеют собственную систему управления, объединенные в общую систему управления движением ТТС. То есть понятие гибридный автомобиль может включать в себя не только КЭУ.

Второй. Под термином "электропривод" понимается электромеханическая система, состоящая в общем случае из преобразователей электроэнергии, электромеханических и механических преобразователей, управляющих и информационных устройств и устройств сопряжения с внешними электрическими, механическими, управляющими и информационными системами, предназначенными для приведения в движение исполнительных органов и управления этим движением.

Третий. "Гидропривод" – это совокупность устройств, предназначенных для передачи и преобразования механической энергии с помощью потока жидкости.

Четвертый. "Следящий привод" не что иное, как регулируемый гидропривод, в котором величина перемещения выходного звена пропорциональна величине задающего воздействия. Это гидропривод, в котором выходное звено повторяет (точно или пропорционально) движения, заданные звеном управления. При этом следует отметить тот факт, что электропривод и гидропривод успешно и

широко применяются не только в трансмиссии ТТС, но и в конструкциях рулевого управления, подвески колес и т.п. В данных примерах речь идет уже о гибридных мехатронных системах.

Физическая суть понятия "мехатроника" общеизвестна и понятна. Следует лишь отметить, что мехатронный модуль — это функционально и конструктивно самостоятельное изделие для реализации движений с взаимопроникновением и единой аппаратно-программной интеграцией составляющих его элементов, имеющих различную физическую природу.

Естественно, что проектированием немеханической части (электронной, электрической, гидравлической, пневматической и др.) систем ТТС занимаются специалисты из соответствующих областей знаний. Однако применительно к объекту, т.е. к транспортному средству, основные технические требования и принципы, методологию применения в конструкции автомобилей гибридных систем как систем мехатронных модулей формируют специалисты-механики, которые накопили огромный опыт проектирования подобных конструкций, но еще не до конца его обобщили и осмыслили.

Таким образом, гибридная система ТТС, имеющая в своем составе мехатронные модули, представляет собой сложную мехатронную систему. Термин "мехатронная система" понятен всем специалистам, участвующих в создании систем ТТС.

Далее. Мировая автомобильная промышленность выпускает уже много образцов серийной продукции, особенно с КЭУ. В нашей стране данная научно-техническая проблема еще далека от решения. И дело заключается в следующем.

Несмотря на то что проблемы использования и разработки гибридных систем, в том числе, например, и электротрансмиссий как системы мехатронных модулей, в конструкции ТТС не являются новыми, у нас до сих пор не обобщен имеющийся опыт и не решен ряд системных вопросов. Причем как в части собственно проектирования электроэнергетического оборудования ТТС, так и в части разработки систем управления движением, и в особенности систем роботизированных. Работы ведутся разрозненными предприятиями без единой программы. В связи с чем выделяемые небольшие государственные финансовые инвестиции дробятся и используются неэффективно. В результате использование мехатронных модулей в конструкции ТТС остается чисто "механическим", поэтому не приносит ожидаемого эффекта. Ведь ТТС представляет собой сложный

комплекс систем упругодеформируемых твердых тел с наложенными неголономными и нестационарными, в том числе трибологическими, связями, активными упругодемпфирующими элементами, функционирующими при случайном возмущении. Для полного представления такой системы при программировании различных контроллеров и блоков управления необходима комплексная математическая модель, позволяющая моделировать различные схемы взаимодействия всех систем ТТС, а также служащая основой "инженерного инструмента" для их проектирования.

Правда, подобная задача частично решена НПЦ "Специальное машиностроение" МГТУ имени Н.Э. Баумана на основе законов и закономерностей фундаментальной и прикладной механики. В частности, создана комплексная математическая модель, позволяющая исследовать различные схемы взаимодействия всех систем ТТС. При этом очень важно, что она построена по блочному принципу, что дает возможность смоделировать работу всех подсистем многоосного ТТС — с электротрансмиссией, гидрообъемным приводом колес, всеколесным рулевым управлением и электрогидравлическим следящим приводом поворота колес, а также регулируемой системой поддрессирования колес и бортовой информационно-управляющей системой. Кроме того, модель и ее отдельные блоки могут использоваться (и использованы) как имитаторы при программировании алгоритмов функционирования всех этих подсистем. Например, на основе теоретических исследований создан уникальный макетный образец ТТС с колесной формулой 8×8.1, который в настоящее время готовится к исследовательским испытаниям.

Рассмотрим одну из важнейших составляющих данной проблемы на примере создания электротрансмиссии ТТС.

Главное, определяющее значение здесь имеет целенаправленная комплексная (системная) проработка и обобщение практической реализации основных схемотехнических решений электротрансмиссии, опыта используемых терминов и определений.

Например, понятие "электротрансмиссия", сформулированное в начале прошлого века, понимается в широком смысле. Под ним объединяются следующие структурные единицы, системы и объекты ТТС, которые по тем или иным признакам можно считать мехатронными модулями.

1. Электроэнергетическая система (ЭЭС), состоящая из привода (П) и системы электроснабжения (СЭС). При этом в качестве первичной энергетической установки (ЭУ) обычно ис-

пользуется ДВС, играющий роль первичного преобразователя энергии и оснащенный повышающим редуктором для вращения ротора генератора; в качестве электромеханического преобразователя энергии — тяговый электрический генератор (ТЭГ) и система управления. К ЭЭС относятся также системы кондиционирования ДВС и электрической энергии, бортовое зарядно-разрядное устройство и устройство преобразования энергии (БЗРУ и КПУ); бортовая электрическая сеть (БС) с коммутационной и защитной аппаратурой (КЗА); аккумуляторные батареи (АБ) с зарядными устройствами.

2. Собственно управляемые мотор-колеса, состоящие из тяговых асинхронных (или другого типа) электродвигателей с встроенными редукторами и редукторами колес и их системами управления, а также бесконтактных электродвигателей постоянного тока гидравлической системы поворота колес, подвески, тормозной системы и других систем, служащих для обеспечения всевозможных собственных нужд ТТС, и системы его управления).

3. Система электропитания систем поддрессирования ТТС и подвески колес с системой управления.

4. Электрогидравлическая система управления поворотом колес (система рулевого управления).

5. Тормозная система с АБС.

6. Электрогидравлическая система (ЭГС) охлаждения (смазки) агрегатов.

7. Общая система управления движением ТТС как с участием человека-оператора, так и роботизированная, системы встроенного контроля и диагностики (БИУС) СЭС, КПУ и других систем.

Таким образом, термин "электротрансмиссия" включает в себя понятие о сложнейшей мехатронной системе, состоящей из множества мехатронных модулей. А отнюдь не только дизель-генераторную установку с мотор-колесами/мотор-осями, как представляют себе многие руководители, принимающие решения.

Следует заметить, что основным недостатком ряда работ, проводимых в области создания электротрансмиссий, является именно отсутствие комплексной проработки автомобильной электроэнергетической системы и системы автоматического (автоматизированного) управления движением (САУД — БИУС) — даже без создания ее роботизированного варианта, а также каких-либо проработок (даже теоретических) и рекомендаций по созданию управляемой генерирующей установки (электрогенератор с регулятором напряжения) автомобильного типа, бортовой электрической сети (силовой и распределительной) с аппаратурой коммутации, защиты и управления. Ориентация

на существующие генерирующие установки, например тепловозные, совершенно бесперспективна, так как они предназначены для работы в условиях совершенно не схожих с условиями работы автомобиля и трактора.

Помимо важных сугубо технических вопросов, которые связаны с проектированием и разработкой собственно агрегатов, входящих в состав электротрансмиссии, а также других гибридных систем шасси (например, всеколесное рулевое управление или регулируемая система поддрессирования колес), вспомогательных систем особую остроту приобретает задача создания алгоритмического и программного обеспечения как комплекта устройств преобразования энергии и управления (КПУ), так и САУД, их согласования между собой, а также достижения системной совместимости с параметрами и характеристиками электрооборудования. От результатов решения этой задачи зависит решение задач создания перспективных ТТС. То же относится и к гидравлическим, пневматическим и гидропневматическим системам ТТС.

В заключение можно сказать следующее.

Анализ мировых тенденций развития наземных ТТС показывает, что совершенствование мобильной техники осуществляется в направлении энерго- и ресурсосбережения, создания машин с экологически безопасными па-

раметрами. И основными направлениями совершенствования этих машин становятся внедрение новых технологий, создание техники с комбинированными энергоустановками на основе перспективных ДВС, применение альтернативных видов топлива, гидрообъемного и электрического тяговых приводов колесного движителя. Однако размещение на одном образце ТТС большого числа систем и механизмов с использованием различных видов энергии (механической, гидравлической, электрической, пневматической и др.) приводит к необходимости разработки единого подхода к проектированию таких гибридных систем. Тем более, что применение электропривода, гидропривода, электроники, САУ на мобильных машинах предъявляет жесткие требования по основным показателям и определяет использование передовых достижений в области проектирования, материалов, технологий изготовления. И это вполне оправдывается и окупается массовым характером использования мобильных машин.

Вторым недостатком работ, проводимых в области создания ТТС с электротрансмиссией, остается отсутствие комплексной (системной) проработки автомобильной электроэнергетической системы и системы автоматического (автоматизированного) управления движени-

ем (САУД-БИУС) — даже без создания ее роботизированного варианта.

Опыт автора статьи позволяет однозначно утверждать: для создания современных ТТС с мехатронными системами требуется концентрация и объединение усилий, в том числе и финансовых, специалистов разных областей знаний. Причем не объединение "вообще", а именно на одном предприятии автомобилестроительной отрасли. Производство же полного комплекта электротехнического оборудования и СЭС автомобильного типа должно быть поручено одному из ведущих предприятий электротехнической промышленности. Например, ОАО "РУСЭЛПРОМ" с участием ОАО "Авиаэлектромаш", ОАО "Авиаприбор-Холдинг", ООО "РУСЭЛПРОМ-ЭЛЕКТРОПРИВОД", ОАО "Тушинский машиностроительный завод" и других предприятий, кооперацию которых организует ведущее предприятие электротехнической отрасли. Кроме того, огромные возможности по созданию подобных ТТС открываются при привлечении, под руководством Объединенного института механики (ОИМ) НАН Беларуси в рамках программы Союзного государства, белорусских предприятий. Иначе дело массового выпуска гибридных ТТС так и не выйдет за круг интересов отдельных энтузиастов. Другими словами, Россия останется в роли догоняющей мировой прогресс.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ

И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.353.027.45

ОЦЕНКА СООТВЕТСТВИЯ РЕГИОНАЛЬНОЙ ДИЛЕРСКОЙ СЕТИ ПРИ ФОРМИРОВАНИИ ФИРМЕННОЙ СИСТЕМЫ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АТС

Канд. техн. наук **С.Г. ПАВЛИШИН**
Тихоокеанский ГУ (4212. 37-51-99)

Рассматриваются вопросы формирования гибкой региональной фирменной системы поддержания работоспособности автомобилей с целью повышения эффективности их эксплуатации и конкурентоспособности фирмы-производителя.

Ключевые слова: система технического обслуживания и ремонта, надежность, работоспособность, удельная трудоемкость, гарантийный ремонт, предпродажная подготовка.

Pavlishin S.G.

THE COMPLIANCE ASSESSMENT OF THE REGIONAL DEALER NETWORK BY FORMING THE BRAND MAINTENANCE AND VEHICLE REPAIR SYSTEM

The following issues are considered: forming a flexible regional brand system of service life support for usage efficiency increase and competitiveness of the manufacturer company.

Keywords: maintenance and repair system, reliability, efficiency, regulated unit man-hours, warranty repair, presale service.

С введением в 2003 г. закона "О техническом регулировании", не подлежащим обязательному исполнению, стал такой важный для службы эксплуатации автомобильного транспорта документ, как "Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта" в редакции 1984 г. Оно сейчас перешло в разряд рекомендательных. Это, с одной стороны, оправданно: некоторые его разделы, особенно вторые их части, касающиеся нормативов по отдельным семействам АТС, устарели, потому что за последние годы налажен выпуск принципиально новых автомобилей или проведена коренная модернизация существующих. Кроме того, изменилось качество эксплуатационных материалов (разработаны и нашли применение масла, смазки и герметики, рассчитанные на больший срок службы), появилось современное диагностическое и технологическое оборудование, используемое при техническом обслуживании (ТО) и ремонте (ТР) АТС. А с другой стороны, ужесточились многие международные и отечественные стандарты, в том числе требования к дорожной и экологической безопасности.

Закон "О техническом регулировании", естественно, не может заменить собой "Положение". В связи с чем АТП вынуждены пользоваться устаревшим "Положением", а также рекомендациями фирм-изготовителей, хотя ни то, ни другое фактически не учитывает современную специфику перевозочно-

го процесса, многовариантность комплектации одного и того же базового АТС и, самое главное, региональные условия эксплуатации. В частности, отсутствие научно обоснованных рекомендаций по режимам диагностирования, ТО и ТР заставляет технические службы АТП назначать их виды, периодичности, содержание и трудоемкости субъективно, исходя из собственного опыта, что далеко не всегда обеспечивает принятие рациональных технических, технологических и организационных решений.

Из сказанного напрашивается вывод: назрела необходимость создания в стране и регионах системы обеспечения работоспособности растущего автомобильного парка, адекватной создавшимся условиям. И надо отметить, что в настоящее время многие автомобилестроители (КамАЗ, ВАЗ и др.) для обеспечения оптимальных затрат времени, труда и средств на эксплуатацию выпускаемых ими автомобилей, улучшения эффективности их использования потребителями, а значит, и для повышения конкурентоспособности продукции своими силами или с привлечением сторонних организаций (НИИАТ, НИЦИАМТ, НАМИ, вузов автомобильного профиля) начали разрабатывать документацию, аналогичную содержащейся в первой и второй частях "Положения". Другими словами, фактически формировать систему ТО и ТР. Например, КамАЗ для разработки такой системы привлек коллектив кафедры "Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей" Тихоокеанского ГУ, а в качестве полигона для ее реализации и апробирования использует своего официального дилера в Дальневосточном федеральном округе – ООО "Хабаровский восточно-региональный автоцентр КамАЗ". При этом разработчики системы исходят из следующего.

Согласно ГОСТ 18322–78 "Система технического обслуживания и ремонта техники. Термины и определения", система ТО и ТР – это совокупность взаимосвязанных средств, документации, технического обслуживания и ремонта и исполнителей, которые необходимы для поддержания и восстановления качества изделий, входящих в эту систему. Поэтому начинать работу нужно с определения, какие основные элементы должна включать фирменная система ТО и ТР. Что и было сделано (рис. 1). При этом следует иметь в виду, что рис. 1 – общий случай, в частных же случаях схема может быть и другой. Например, элемент 5 может частично или полностью отсутствовать, если сбор информации по эксплуатационной надежности и потребительским свойствам, а также их динамике и формированию элементов 2, 3 и 4 производится на основе исследований в конкретных условиях эксплуатации региона с учетом видов перевозок и возможной комплектации АТС. То есть, когда создается региональная фирменная система обеспечения работоспособности АТС.

Схема получения информации, необходимой для организации фирменной системы ТО и ТР, приведена на рис. 2 (сплошными стрелками обозначены прямые связи, штриховыми – связи обратные). Комментировать этот рисунок необходимости, думается, нет, скажем лишь, что принятие решений при формировании элементов системы ТО и ТР требует объективной информации по эксплуатационной надежно-

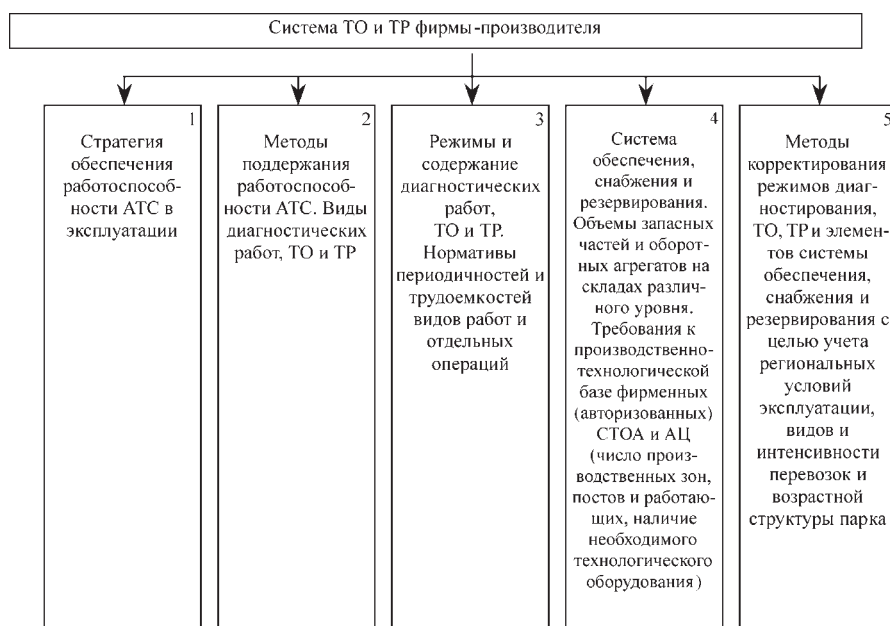


Рис. 1

сти и потребительским свойствам выпускаемой продукции. Но такой информацией располагают только потребители. Поэтому в настоящее время и наблюдается повышение роли потребителей, а точнее, их объективно обоснованных требований к производителям АТС и эксплуатационных материалов. Другими словами, повышение роли гибкой обратной связи "сфера эксплуатации – сфера производства". Именно такая связь позволяет вывить элементы конструкции, "проблемные" как с точки зрения надежности, так и потребительских свойств, а также технологий их изготовления.

В связи с этим автор предлагает при продаже нового грузового автомобиля пакет документации, выдаваемой покупателю, дополнять таким документом, как журнал учета ТО и ТР (аналог лицевых карточек на автомобили), где должна отражаться следующая информация: дата начала эксплуатации АТС; пробег (наработка) по показанию спидометра между ТО и ТР; причины, трудоемкости и стоимости устранения отказов и неисправностей; затраты на ТО и ТР, топливо и шины; продолжительность простоев и т.п. Обучением правильному заполнению журнала и анализом информации, содержащейся в нем, могут заниматься региональные официальные дилеры фирмы-производителя. Для Дальневосточного региона – это уже упомянутый автоцентр КамАЗ.

Необходимо подчеркнуть, что фирменная система ТО и ТР должна включать указанные на рис. 1 элементы и нормативы двух уровней: в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации.

Для реализации поставленных задач с целью перехода от реактивного к программно-целевому методу управления,

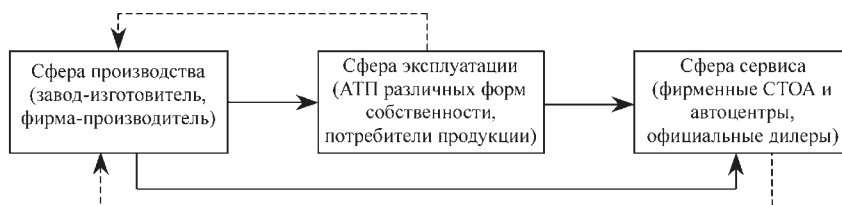


Рис. 2

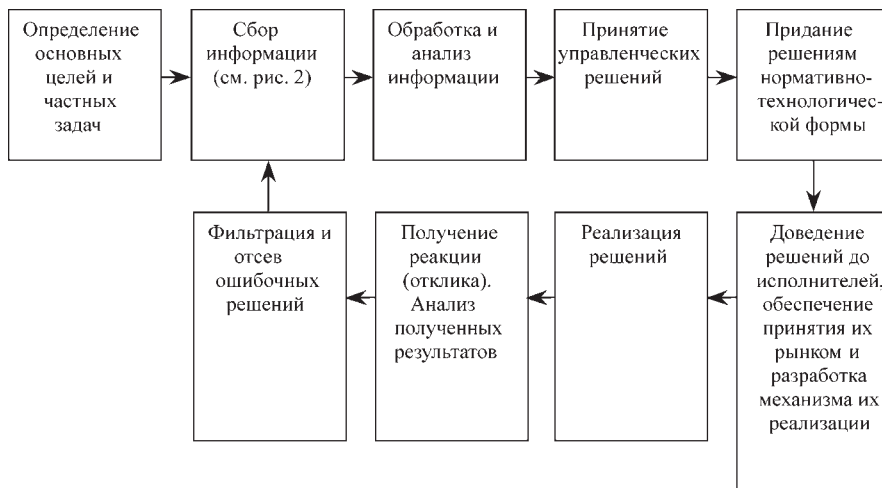


Рис. 3

который предусматривает четкий акцент на конечный результат, используется алгоритм, представленный на рис. 3.

Как известно, цель управления любыми системами — повышение эффективности их функционирования. А в случае фирменной системы ТО и ТР необходимо обеспечить не только прибыль и конкурентоспособность фирмы-производителя и ее дилеров (фирменных автоцентров и СТОА), но и эффективность функционирования потребителей ее продукции — АТП различных форм собственности.

Исходя из этого, целевую функцию обеспечения заданного уровня работоспособности парка АТС конкретного производителя при минимальных затратах времени, труда и средств на его поддержание в работоспособном состоянии можно представить в виде формулы № 1 (табл. 1).

Практика показывает, что основная часть затрат на ТО и ТР в гарантийный период эксплуатации приходится на фирму-производителя. А под термином "min" желательно понимать, помня известную поговорку "скупой платит дважды", оптимальные эксплуатационные затраты, которые должны включать расходы на приобретение качественных материалов (масла, специальные жидкости и т.д.), комплектующих (оригинальные запасные части), а также достойную оплату труда квалифицированного персонала.

Известно, что уровень (объем и качество) сервисных услуг, предлагаемых фирмой-производителем АТС, напрямую влияет на конкурентоспособность ее продукции. А она, в свою очередь, определяется наличием, мощностью и эффективностью функционирования производственно-технической базы (ПТБ) ее авторизованной сервисной сети. Ведь не только сфера производства, но и сфера эксплуатации и сервиса активно влияют на формирование показателей качества АТС во времени, т.е. они управляют им [1].

Так, вклад сферы эксплуатации в реализуемые показатели качества автомобилей может достигать 20–25 %. Именно от элемента 4 (см. рис. 1), т.е. системы снабжения, обеспечения и резервирования, зависят время простоя в ТО и ТР и качество их проведения, безопасность, экологичность и экономичность АТС.

Естественно, возникает вопрос: соответствует ли имеющаяся ПТБ региональной сети авторизованных (фирменных) автоцентров и СТОА фирмы-производителя реальным потребностям рынка, т.е. объемам продаж и уровню эксплуатационной надежности АТС в регионе?

Чтобы ответить на него, необходим качественный и количественный анализ состояния ПТБ существующей в регионе дилерской сети, который складывается из характеристики ее структуры и предполагаемой траектории развития, а также показателей, по которым она не удовлетворяет предъявляемым требованиям и поставленным задачам.

Определить все это можно с помощью коэффициента $K_{осн}$ оснащенности ПТБ региона, вычисляемого по формуле № 2. Потому что именно $K_{осн}$ позволяет оценить соответствие ПТБ фирменной региональной дилерской сети фактическим потребностям рынка, исходя из структуры и объемов продаж АТС, а также реализуемых показателей их качества в данных условиях эксплуатации. И такая оценка необходима, так как запаздывание организации службы сервиса, а тем более ее отсутствие отрицательно влияют на конкурентоспособность фирмы-производителя.

Так, если окажется, что для какого-то региона величина $K_{осн} < 1$, то мощность ПТБ существующей региональной сети определенного производителя не отвечает сложившимся объемам продаж и уровню эксплуатационной надежности АТС и требуется ее дальнейшее развитие. Если же $K_{осн} > 1$,

то налицо избыток производственных мощностей. В этом случае следует определить, по каким видам услуг (работ) имеется их переизбыток, и провести диверсификацию или перераспределение предлагаемых услуг фирменных автоцентров и СТОА. Например, за счет свободных производственных мощностей можно расширить спектр оказываемых услуг или обслуживаемых моделей АТС, в том числе и АТС других фирм-производителей. Так поступил, например, Хабаровский автоцентр КамАЗ: он занимается оказанием сервисных услуг и нормативно-технологическим сопровождением грузовых автомобилей фирмы "Мицубиси".

Но возможно также и региональное кооперирование, и специализация авторизованных автоцентров и СТОА одной фирмы для своей продукции по видам оказываемых услуг в гарантийный и послегарантийные периоды эксплуатации.

Определение показателей $N_{ф}$ и $X_{фн}$, входящих в формулу № 2, не вызывает трудностей: достаточно провести ревизию (аудит) и комплексную оценку существующей ПТБ дилерской сети конкретного производителя в регионе, а именно численности производственных рабочих, числа цехов, участков, постов и их площадей, имеющегося технологического оборудования и наличия складских помещений. Однако с $N_{н}$ и $X_{нн}$ дело обстоит сложнее: здесь не обойтись без исследований. Например, с помощью подхода, рассмотренного в работе [2], автор которой преобразовал формулу для определения годовой производительности и необходимого числа пунктов контроля технического состояния АМТС при государственных технических осмотрах. В результате получил зависимость (формулу № 3), позволяющую рассчитать необходимое (нормативное) число рабочих постов как в регионе, так и для отдельных автоцентров и СТОА. Причем формулу, пригодную как для организации обслуживания грузовых, так и легковых автомобилей. Входящая в нее удельная трудоемкость $t_{уд}$ работ подсчитывается по формуле № 4.

В этой формуле практически не известны только числовые характеристики закона распределения плотности вероятностей трудоемкости $f(t_i)$ (рис. 4) заданного вида работ, которые не сложно определить, проведя необходимые исследования.

Так, коллективом кафедры ТОГУ и специалистами Хабаровского автоцентра с целью опреде-

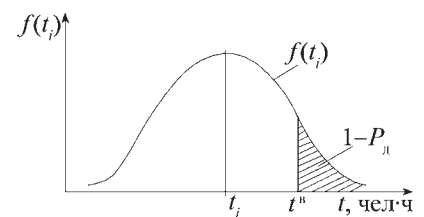


Рис. 4

№ формулы	Формула	Примечания
1	$\Sigma(Z_{ТОГ} + Z_{ТРГ}) + \Sigma(Z_{ТО} + Z_P) \rightarrow \min$	$Z_{ТОГ}, Z_{ТРГ}$ – затраты на ТО и ТР в гарантийный период эксплуатации; $Z_{ТО}, Z_P$ – затраты на ТО и Р в послегарантийный период
2	$K_{осн} = \frac{N_{\phi}}{N_n} = \frac{\int_{i=1}^n X_{\phi i}}{\sum_{i=1}^n X_{ni}}$	N_{ϕ} и N_n – соответственно фактическое и нормативное (расчетное) число авторизованных СТОА (АЦ) данного производителя в регионе; $X_{\phi i}$ и X_{ni} – фактически сложившееся (имеющееся) и нормативное (необходимое) число рабочих постов (зон, цехов, участков) по i -му виду работ ТО (ТР) для региона; n – число видов услуг, востребованных рынком, таких, например, для автомобилей семейства КамАЗ, как предпродажная подготовка, ТО-1000, 5500, 10 000, 30 000 (эти ТО предусмотрены технической документацией и выполняются на пробеге 1000, 5500, 10 000 и 30 000 км), ТО-1, ТО-2, сезонное техническое обслуживание, гарантийный Р, ТР и капитальный Р
3	$X_{ni} = \frac{A_j t_{yi} \phi K_n \alpha_j K_{co}}{D_{пр} T_{см} n_{см} P_{ср} \eta}$	A_j – число АТС j -й модели, проданное за анализируемый период времени; t_{yi} – удельная трудоемкость оказания i -й услуги (ТО, ТР); ϕ – коэффициент, учитывающий неравномерность поступления АТС на СТОА (для гарантийного периода эксплуатации $\phi = 1,1 \div 1,2$, для послегарантийного $\phi = 1,15 \div 1,35$); K_n – коэффициент, учитывающий долю постовых работ от их общего объема (для предпродажной подготовки и работ ТО – $K_n = 0,95 \div 1$, для гарантийных Р – $K_n = 0,75 \div 0,8$, а для Р в послегарантийный период эксплуатации – $K_n = 0,45 \div 0,8$ в зависимости от их вида); α_j – коэффициент дисконтирования, учитывающий изменение объемов продаж региональными дилерами данного производителя автомобилей j -й модели на прогнозируемый период; K_{co} – коэффициент самообслуживания, учитывающий долю владельцев АТС, не пользующихся услугами АЦ (СТОА); $D_{пр}$ – число рабочих дней в году; $T_{см}$ – продолжительность рабочей смены; $n_{см}$ – число рабочих смен в сутки; $P_{ср}$ – среднее число рабочих, одновременно занятых на посту; η – коэффициент использования рабочего времени поста
4	$t_{yi} = \frac{(\bar{t}_i + \delta) N_j}{A_j}$	\bar{t}_i – средняя трудоемкость оказания i -й услуги; δ – полуинтервал рассеивания t_i в зависимости от требуемой точности оценки (доверительной вероятности); N_j – число АТС j -й модели, у которых возникла необходимость проведения i -го вида работ ТО (Р) за анализируемый период времени
5	$t = t_{пн} + t_{пс} + t_{пл}$	$t_{пс}$ – определяется по формуле № 4, чел.ч на один проданный автомобиль
6	$t_{то} = t_{ТО-1000} + t_{ТО-5500} + t_{ТО-10000} + t_{ТО-30000}$	t_i – трудоемкость ТО, проводимых в гарантийный период эксплуатации, чел.ч на одно обслуживание

ления числа постов для предпродажной подготовки и гарантийного ремонта были проанализированы акты рекламаций за 2009–2010 гг. по всей продаваемой центром технике. Фиксировались число, причины, трудоемкости и стоимость проведения работ по каждому реализованному центром транспортному средству. Полученные таким образом эмпирические данные по трудоемкостям работ, необходимые для определения $f(t_i)$, затем были обработаны с помощью обычных процедур. Аппроксимация трудоемкостей $t_{пс}$ дополнительных работ предпродажной подготовки и гарантийного ремонта $t_{тр}$ проводилась теоретическими законами Вейбулла и экспоненциальным с заданной доверительной вероятностью $P_d = 0,9$. Результаты обработки статистических данных приведены в табл. 2.

Для предпродажной подготовки необходимо учесть постоянную ($t_{пн}$) и случайную ($t_{пс}$) составляющие ее трудоемкости. Первая из них соответствует перечню работ, предусмотренных заводом-изготовителем, а вторая включает трудоемкость дополнительных работ по ТО или ТР, необходимость в проведении которых выявляется в процессе предпродажной подготовки АТС. В нее также может быть включена и трудоемкость $t_{пл}$ специфических для региональных условий эксплуатации работ (например, установка шин и дополнительных устройств для движения в условиях бездорожья и т.п.). Поэтому в дальнейших расчетах учитывается суммарная трудоемкость t предпродажной подготовки, подсчитываемая по формуле № 5. А для регламентированных ТО, предусмотренных условиями гарантии ОАО "КамАЗ", в расчетах учитывается сум-

Таблица 2

Тип АТС	Предпродажная подготовка (дополнительные работы)				Гарантийный ремонт			
	Закон распределения	\bar{t}_i , чел.ч	δ , чел.ч	Удельная трудоемкость, $t_{пс}$, чел.ч/1 авт.	Закон распределения	\bar{t}_i , чел.ч	δ , чел.ч	Удельная трудоемкость, t_{yd} , чел.ч/1 авт.
Самосвал КамАЗ-65115	Вейбулла	1,208	0,527	0,38	Экспоненциальный	1,687	1,095	1,383
Седельный тягач КамАЗ-6460	То же	2,717	1,263	0,971	То же	5,471	3,595	4,869
Бортовой КамАЗ-43118	Экспоненциальный	3,863	2,878	0,533	"	3,309	2,221	1,410
Автобус НефАЗ-5299	–	–	–	–	Вейбулла	1,396	0,613	1,871

Таблица 3

Вид работ	X_{ϕ}	X_{η}	$K_{\text{осн}}$	X_{η}^*		
				$\alpha = 1,1$	$\alpha = 1,3$	$\alpha = 1,5$
Предпродажная подготовка	1	1	1	1	1	2
Гарантийный ремонт	1	1	1	1	1	1
ТО в гарантийный период эксплуатации	2	2	1	3	3	4

* X_{η} с учетом 10-, 30- и 50 %-го роста продаж автотехники семейства КамАЗ в Хабаровском крае.

марная их трудоемкость $t_{\text{ТО}}$, которая может включать комбинацию отдельных их видов в зависимости от модели АТС. В общем виде эту трудоемкость можно подсчитать по формуле № 6. Например, для самосвала КамАЗ-65115 она составляет $t_{\text{ТО}} = t_{\text{ТО-1000}} + t_{\text{ТО-5500}} = 16,81$ чел.ч на 1 автомобиль.

Результаты выполненных расчетов по определению $K_{\text{осн}}$ для Хабаровского края представлены в табл. 3. Из нее следует, что существующего в крае числа рабочих постов автоцентра для качественного сервисного сопровождения продукции КамАЗа при сложившемся уровне продаж АТС вполне достаточно. Также установлено, что оснащение постов технологическим оборудованием отвечает требованиям завода-изготовителя.

Располагая табл. 3, несложно определить число вспомогательных постов, а также необходимые площади производственных помещений [3].

Рассмотренная выше методика расчета полностью адаптирована к создаваемой на КамАЗе автоматизированной системе управления производством (ERP-система), а сами расчеты выполняются на ЭВМ по разработанной кафедрой Тихоокеанского ГУ программе.

И последнее. В статье решалась задача по обоснованию годовой производственной программы автоцентра, определению необходимого числа рабочих постов для оказания таких услуг, как предпродажная подготовка и гарантийные ТО и ТР грузовых АТС. Однако предложенная методика позволяет рассчитать необходимое число постов для ТО (ТР) и в послегарантийный период эксплуатации. Причем автор считает, что удельные трудоемкости предпродажной подготовки и гарантийных ремонтов будут характерны для других регионов с аналогичными Хабаровскому краю условиями эксплуатации. Таких, как Приморский край, Читинская, Еврейская автономная, Амурская и Сахалинская области и др. Более того, эту методику могут применять и другие фирмы-производители, формирующие или оценивающие соответствие их региональной дилерской сети сложившимся в конкретных регионах условиям.

Литература

1. Кузнецов Е.С. Управление технической эксплуатацией автомобилей. М.: Транспорт, 1990. — 272 с.
2. Определение пропускной способности пунктов технического осмотра АМТС / С.Г. Павлишин // Автомобильная промышленность, № 7, 2009. С. 26–28.
3. Напольский Г.М. Технологическое проектирование АТП и СТО. М.: Транспорт, 1993. — 271 с.

УДК 662.6/8

УЛЬТРАЗВУКОВАЯ КАВИТАЦИОННАЯ ОБРАБОТКА ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА КАК СПОСОБ УЛУЧШЕНИЯ ПУСКОВЫХ КАЧЕСТВ ДИЗЕЛЯ

А.В. ВАСИЛЕВСКИЙ

Рязанское ВВДКУ имени В.Ф. Маргелова (8920.975-55-87)

Рассматривается один из наиболее перспективных способов повышения пусковых качеств дизеля – ультразвуковая кавитационная обработка дизельного топлива.

Ключевые слова: ультразвук, кавитационная обработка, дизельное топливо, низкие температуры.

Vasilevsky A.V.

ULTRASONIC CAVITATIONAL PROCESSING DIESEL FUEL AS THE WAY OF IMPROVEMENT STARTING QUALITIES OF THE DIESEL ENGINE

One of the most perspective ways of increase of starting qualities of diesel engine ultrasonic cavitation processing of diesel fuel is considered.

Keywords: ultrasound, cavitation processing, diesel fuel, low temperatures.

Низкие температуры, как известно, существенно изменяют свойства дизельного топлива: ухудшают его испаряемость, затрудняют прокачиваемость по трубопроводам и через фильтры, снижают воспламеняемость, что затрудняет пуск и эксплуатацию дизельной автомобильной техники. Кроме того, в условиях отрицательных температур в этом топливе выделяется парафин, что тоже отрицательно сказывается на работе двигателя и, особенно, его пуске, поскольку парафины, содержащиеся в топливе, превращаются в студенистую массу, которая забивает топливные фильтры и топли-

вопроводы. То есть в условиях низких температур резко повышается вероятность отказов топливной системы дизельных двигателей. Тому же способствуют и ледяные пробки в трубопроводах, которые образуются вследствие скопления мелких кристалликов льда при замерзании воды, находящейся в дизельном топливе [1].

По всем названным причинам, как подсчитали специалисты НАТИ и ГОСНИТИ, число поломок и аварий, быстрого изнашивания деталей стандартной техники на Крайнем Севере в 3–5, а иногда в 8–10 раз больше, чем в условиях умеренного климата.

Эти крайне нежелательные последствия низких температур можно в какой-то мере устранить, если решить проблему вязкости дизельного топлива и его парафинизации. И надо признать, что способов ее решения предложено довольно много. В их числе такие, как применение "зимнего" дизельного топлива, т.е. топлива с меньшей, чем у летних сортов, вязкостью; добавление в дизельное топливо 10–50 % керосина; подогрев воздуха на входе в цилиндр с помощью свечей накаливания; разогрев охлаждающей жидкости специальными пусковыми подогревателями; впрыскивание во входной коллектор легковоспламеняющейся жидкости и т.д. Однако у каждого из этих способов есть, к сожалению, недостатки. Например, "зимние" сорта дизельного топлива, как правило, всегда в дефиците; разбавление топлива керосином повышает жесткость работы дизеля, увеличивает нагарообразование и снижает ресурс дорогостоящей топливной аппаратуры. При использовании более одной свечи накаливания повышается расход электроэнергии и растет аэродинамическое сопротивление впускного трубопровода, а главное, водитель не получает информации о наличии факела во впускном трубопроводе в процессе пуска дизеля. Легковоспламеняющиеся жидкости нехороши тем, что при их применении дизель при пуске испытывает сильнейшие нагрузки, появляются трещины на

поршнях, быстро изнашиваются вкладыши и другие детали.

Основной показатель воспламеняемости дизельного топлива — цетановое число [2]. Именно от него зависит качество и время пуска дизеля, жесткость рабочего процесса (скорость нарастания давления), расход топлива и дымность отработавших газов; чем оно выше, тем быстрее произойдут процессы предварительного окисления топлива в камере сгорания, тем скорее воспламенится смесь в ней и начнет работать дизель. Например, при цетановом числе, равном 53 ед., время пуска исправного дизеля составляет ~3 с, а при 38 — уже 45–50 с. Но увеличивать его сверх 50 ед. нежелательно, поскольку это приводит к увеличению удельного расхода топлива вследствие уменьшения полноты сгорания. Таким образом, зимой для обеспечения холодного пуска дизеля необходимо топливо с цетановым числом не менее 45. Поэтому европейским стандартом на дизельное топливо установлен нижний предел цетанового числа — 48 ед. [3].

Расчетная формула для определения цетанового числа топлива, исходя из его углеводородного состава, имеет следующий вид:

$ЦЧ = 0,8П + 0,1Н - 0,2А$, где $П$, $Н$, $А$ — содержание соответственно парафиновых, нафтеновых и ароматических углеводородов.

Как из нее следует, количество парафиновых углеводородов существенно влияет на значение ЦЧ и, следовательно, парафиновые углеводороды играют двойное значение в дизельном топливе: с одной стороны, ухудшают низкотемпературные его свойства, а с другой — они определяют цетановое число топлива, и поэтому просто удалить их из него нельзя.

Существуют присадки для повышения ЦЧ дизельного топлива — изопропил или циклогексилнитраты. Они допущены к применению, но их вводят в очень ограниченных количествах — только для повышения цетанового числа с 38 до 40, так как при этом понижается температура вспышки, повышается коксуемость топлива.

Как видим, и цетановое число дизельного топлива — не панацея. Выход из создавшегося положения автор видит в одном — в ультразвуковой его обработке. Именно она может резко улучшить низкотемпературные свойства топлива.

При ультразвуковой обработке содержание механических примесей в дизельном топливе снижается на 90 %; за счет снижения его вязкости на 20 % повышается коэффициент фильтруемости; благодаря обработке парафинов уменьшается предельная температура фильтруемости на холодном фильтре и температура застывания топлива; увеличивается цетановое число. Кроме того, в результате снижения содержания примесей растет межремонтный ресурс дизеля и его топливной аппаратуры. Депарафинизация углеводородов уменьшает температуру замерзания "летнего" дизельного топлива, а предпламенная подготовка топлива путем его деполимеризации снижает расход топлива.

Исследования, проведенные после ультразвуковой кавитационной обработки, подтвердили глубокие структурные изменения в молекулярном составе углеводородов.

Даже простая деполимеризация любого жидкого топлива уже приравнивается к его активированию, что существенно улучшает полноту сгорания топлива, снижает вредные выбросы,

увеличивает экономичность двигателя и длину его межремонтного пробега.

Кроме того, кавитация сопровождается и частичным разрушением самих молекул, с образованием свободных радикалов, которые еще больше инициируют процессы сгорания. Таким образом, облегченный фракционный состав (при том же типе воздушного потока) не только облегчает зимний пуск двигателя, но и делает сгорание топлива равномерным и экономичным.

Нельзя не сказать и о таких достоинствах ультразвукового генератора, применяемого для этой цели, как отсутствие вращающихся деталей, высокая надежность и небольшие масса и габаритные размеры, высокая производительность, неприхотливость в эксплуатации, простота контроля и мониторинга.

При ультразвуковой обработке содержание механических примесей в дизельном топливе снижается на 90 %; за счет на 20 % меньшей его вязкости повышается коэффициент фильтруемости; в результате обработки парафинов уменьшается предельная температура фильтруемости на холодном фильтре и температура застывания топлива; увеличивается цетановое число.

Литература

1. ОСТ 37.001.052–2000. Двигатели автотранспортных средств. Качества пусковые.
2. Топлива смазочные материалы технические жидкости. Ассортимент и применение. Справочник / Под редакцией В.М. Школьникова. 1999, ISBN 5-89551-006-X. Издательство: Техинформ.
3. NF EN 590–2000. Automotive fuels. Diesel. Requirements and test methods (Топливо дизельное для двигателей внутреннего сгорания. Технические условия).

УДК 629.331

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДВС ПО РАСХОДУ МАСЛА

Доктора техн. наук **Б.С. АНТРОПОВ, В.А. БОДРОВ, И.С. БАСАЛОВ**
Ярославский ГТУ (4852. 44-68-25)

Предложен метод контроля и диагностирования деталей ЦПГ автотракторных двигателей.

Ключевые слова: расход, масло, замена, доливы; диагностирование, ЦПГ, неисправность, смазочная система.

Antropov B.S., Bodrov V.A., Basalov I.S.
DIAGNOSTIC OF ENGINE BY OIL CHARGE

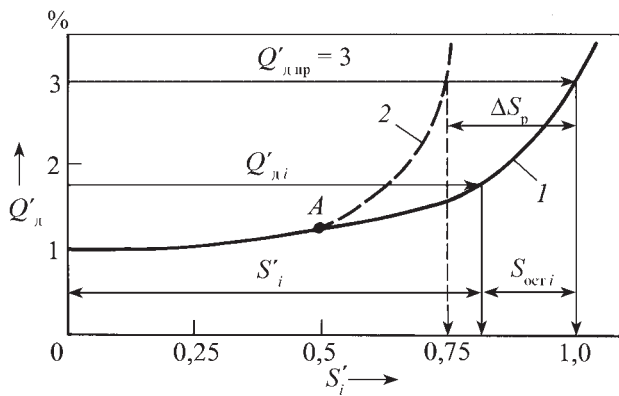
The method of control and diagnosis of piston-cylinder unit elements is suggested.

Keywords: charge, oil, substitute, topping-up, diagnosis, piston-cylinder unit, trouble, lubricating system.

Общий расход G_{Σ} масла двигателем автомобиля от его замены до замены определяется по формуле № 1 (см. таблицу) и измеряется как и расход топлива в л/100 км.

Очевидно, что первое слагаемое этой формулы для каждой модели ДВС — величина постоянная, зависящая только от его конструкции, и, как правило, принимается равной ~1 л на 7,36 кВт (10 л.с.) мощности двигателя. Постоянна и величина пробега S между заменами масла: ее устанавливает завод-изготовитель.

Таким образом можно сделать вывод: общий расход масла есть функция долива G_d масла между очередными заменами масла (формула № 2). Но G_d на долив, по сути, эксплуатационный его расход. Поэтому, чтобы можно было сравнивать по экономичности между собой двигатели различных моделей, этот расход обычно рассматривают не в абсолютных цифрах, а в процентах от расхода топлива (формула № 3). Именно поэтому заводы-изготовители для новых двигателей расход масла тоже гарантируют в процентах от расхода топлива. Например, Ярославское ОАО "Автодизель" на все модели серийно выпускаемых дизелей



Эмпирическая зависимость $\bar{Q}_d = f(S')$ для автомобильных дизелей ЯМЗ:

1 – дизель исправный; 2 – эксплуатация двигателя с неисправностью, возникшей в точке А; $\Delta S'_p$ – недоиспользование

гарантирует начальный $\bar{Q}_d \leq 0,5\%$, а ВАЗ для своих бензиновых двигателей – $\bar{Q}_d \approx 0$.

Но это, повторяем, для новых и прошедших обкатку двигателей.

В процессе же эксплуатации автотракторной техники детали ЦПГ (гильзы, поршни, поршневые кольца) начинают постепенно изнашиваться, что снижает герметичность соответствующих пар трения и, естественно, увеличивает расход масла на "угар", т.е. на долив между плановыми (при ТО) его заменами. Поэтому водитель вынужден постоянно контролировать уровень масла в картере двигателя и при необходимости доливать его до нормального уровня. И тем через меньший пробег это происходит, чем более изношены детали ЦПГ. Что хорошо видно из рисунка, на котором приведены эмпирические зависимости $\bar{Q}_d = f(S')$ для исправного дизеля ЯМЗ (кривая 1), устанавливаемого на автомобилях МАЗ, и того же двигателя после появления в нем неисправности (точка А на кривой 2). Данная зависимость определена в относительных величинах (формулы № 4 и 5).

Используя зависимость $\bar{Q}_d = f(S')$ и метод минимального экономического ущерба, разработанный в МАДИ [1], авторы определили предельное значение \bar{Q}_d , при котором рекомендуется останавливать дальнейшую эксплуатацию двигателя с целью замены деталей ЦПГ. Для дизелей $\bar{Q}_d = 3,0$, что соответствует предельному значению $\bar{Q}_{дпр} = 1,5\%$. В данном случае торцевой зазор в паре "первое компрессионное кольцо–канавка поршня" возрастает с 0,12–0,14 мм у нового дизеля до 0,45–0,5 мм при предельно изношенной канавке поршня. Это – результат изнашивания как кольца по высоте, так и обеих (верхней и нижней) его стенок. В результате увеличиваются и количество масла, проникающего в камеру сгорания, и амплитуда колебаний ослабленного кольца в канавке. И если эксплуатацию дизеля продолжить, то произойдет поломка первых компрессионных колец и последующее эрозионное разрушение перемычек поршня – вплоть до отказа двигателя [2].

Располагая зависимостью, приведенной на рисунке, при i -м замере расхода $\bar{Q}_{дi}$ масла легко определить фактическую наработку S'_i деталей ЦПГ, а также остаточный ресурс $S'_{остi}$ и принять соответствующее решение.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q_{\Sigma} = 100 \frac{V_c + Q_d}{S}$	V_c – емкость масляной системы; Q_d – расход масла на долив (угар); S – пробег автомобиля от замены до замены масла
2	$Q_{\Sigma} = A + f(Q_d) = Q_c + Q_d$	$A = Q_c = V_c$
3	$\bar{Q}_d = \frac{100 \Delta Q_d}{\Delta G_T}$	ΔQ_d , ΔG_T – абсолютные расходы масла и топлива за пробег S
4	$Q'_d = \frac{Q_{дi}}{Q_{до}}$	$Q_{дi}$ – текущее значение Q_d
5	$S'_p = \frac{S_i}{S_p}$	S_i – текущее значение ресурса деталей ЦПГ по пробегу; S_p – заводской ресурс деталей ЦПГ нового двигателя

Однако в эксплуатации довольно часты случаи, когда водители в процессе ежедневного ТО отмечают повышение уровня масла в картере дизеля ЯМЗ. Причина известна – попадание топлива в масло. Если в случае бензинового двигателя "виновник" тоже известен – поврежденная мембрана бензонасоса, то с дизелем дело сложнее: мембранного насоса у него нет. "Виновник" здесь другой – негерметичный монтаж топливных форсунок.

Дело в том, что на дизелях ЯМЗ система слива топлива из форсунок расположена под крышками головок блока цилиндров и имеет прямой контакт с картерным маслом. И если эта система негерметична, разжижение масла подтекающим топливом неизбежно. А оно, как известно, снижает вязкость и несущую способность моторного масла и, как следствие, ведет к полусухому трению в парах "коленчатый вал–вкладыш". Со всеми вытекающими отсюда последствиями – задирам и последующим проворотом вкладышей в расточках шатунов и блока цилиндров.

Можно ли избежать этих неисправностей? Да, можно: достаточно после каждого монтажа форсунок проверить герметичность системы слива топлива. Выполняется она опрессовкой системы сжатым до давления 0,05–0,1 МПа (0,5–1,0 кгс/см²) воздухом.

На практике встречаются также случаи чрезмерного (более 2–3 % расхода топлива) расхода масла на дизелях, еще не выработавших гарантийный заводской ресурс. Причина этого, как установлено исследованиями, чаще всего одна – пылевой износ деталей ЦПГ, обусловленный, как правило, плохой фильтрацией поступающего в дизель воздуха или, что случается реже, полное ее отсутствие. Это может быть связано с несвоевременными заменой фильтрующих элементов воздухоочистителей или их обслуживанием, разгерметизацией впускного тракта и т.п. Но есть еще одно обстоятельство, о котором не упоминается ни в инструкции по эксплуатации дизеля, ни в популярной литературе. Это износ уплотнений (сальников) концевых шеек коленчатого вала дизеля. Он чаще всего имеет место на автомобильной технике, работающей в условиях повышенной запыленности атмосферного воздуха.

Литература

1. Техническая эксплуатация автомобилей / Под редакцией Г.В. Крамаренко. М.: Транспорт, 1983. – 488 с.
2. Антропов Б.С., Звонкин Ю.З., Крайнов А.А. Диагностирование автомобилей. Ярославль: ЯГТУ, 2010. – 228 с.

ПРЯМАЯ ФОТОМЕТРИЯ "КОНЦЕНТРАТОВ" ФЕРРОПРИМЕСЕЙ БЕНЗИНА, ВЫДЕЛЕННЫХ ПРИ МАГНИТОКОНТРОЛЕ

Д-р техн. наук **А.В. САНДУЛЯК**, кандидаты техн. наук
А.А. САНДУЛЯК и **В.А. ЕРШОВА**, **Д.И. СВИСТУНОВ**,
Д.А. САНДУЛЯК
МГТУ "МАМИ" (495. 223-05-23)

Показана возможность прямой фотометрии постпромывочной суспензии ферропримесей бензина, выделяемых при магнитоконтроле, как вариант упрощенного оперативного определения их содержания.

Ключевые слова: магнитное выделение ферропримесей, постпромывочная суспензия, оптическая плотность.

Sandulyak A.V., Sandulyak A.A., Ershova V.A., Svistunov D.I., Sandulyak D.A.

DIRECT PHOTOMETRY OF BENZINE FERROIMPURITIES "CONCENTRATES", ISOLATED DURING MAGNETIC CONTROL

Occasion of using direct photometry for benzine ferroimpurities suspension was shown as variant of simple operating determination of its content.

Keywords: magnetic extraction of ferroimpurities, afterwashing suspension, optical density.

К хорошо зарекомендовавшим себя методам контроля ГСМ на содержание в них железосодержащих примесей относятся, как известно, методы магнитоконтроля [1], поскольку такие примеси преимущественно магнитоактивны. В реализации этих методов предпочтение зачастую отдается прямой магнитной "выборке" феррочастиц, что позволяет определять их массу, находить их концентрацию в ГСМ и осуществлять прямую микроскопию, причем с последующим статистическим анализом размеров и формы, а по его результатам — диагностировать состояние и характер изнашивания механизмов и машин в процессе эксплуатации. Однако эти методы, надо признать, довольно трудоемки и недостаточно оперативны. К тому же, их продолжительность увеличивается в разы, когда ставится задача неоднократного определения масс ферропримесей, например, выделяемых с помощью разработанного авторами многосекционного (для реализации принципа "экстраполируемой цепочки") прецизионного магнитного анализатора. В этом случае приходится выполнять ряд промывок (каждой из секций, с получением соответствующих проб постпромывочной суспензии ферропримесей), а после испарения жидкой фазы из проб (в частности, спирта) — ряд необходимых взвешиваний образцов сухого осадка ферропримесей. Поэтому работа над совершенствованием данных методов должна быть продолжена.

Считаем, что из имеющихся прямых и косвенных способов замера содержания ферропримесей [2] целесообразно более полно использовать традиционную фотометрию загрязненных ферропримесями проб, причем в самом упрощенном, действительно оперативном ее исполнении — не подвергая пробу дополнительной химической обработке (что обычно делается в подобных случаях для перевода примесей в ионную форму). Тем более что именно такой подход в вопросах магнитоконтроля применялся и ранее [3] — при

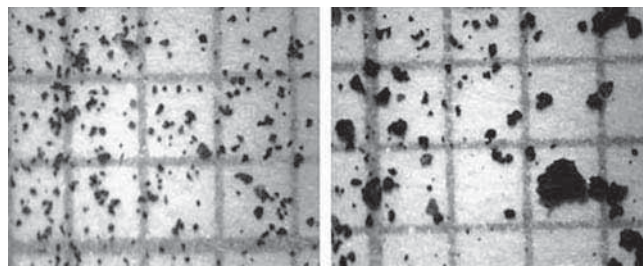


Рис. 1. Фрагменты микроскопии ферропримесей, выделенных магнитным анализатором из бензина

отработке режимов магнитно-фильтрационной очистки жидкостей (при получении массива оперативной информации о концентрации магнетита в используемых для этой цели модельных суспензиях).

Есть основание полагать, что этот подход применим и к иным суспензиям ферропримесей, в частности, к постпромывочной среде-суспензии, получаемой в результате промывки секций магнитного анализатора от ферропримесей (рис. 1), которые выделяются при пропускании через него бензина. Требуется лишь провести контрольные опыты, подтверждающие характерную для подобных случаев линеаризацию зависимости оптической плотности пробы такой суспензии от концентрации присутствующих в ней ферропримесей (еще раз отметим: не подвергаемых дополнительной химической обработке).

Авторы провели опыты со спиртовой суспензией ферропримесей, получаемой после промывки спиртом секций магнитного анализатора для выделения ферропримесей бензина. При этом, учитывая, что в анализируемой пробе заметно проявляется фактор седиментации ферропримесей (особенно сравнительно крупных), время наполнения кюветы пробой суспензии, ее позиционирования в фотоколориметре и время проведения замеров оптической плотности пробы минимизировалось. По сути, в опытах следовало выяснить, справедлив ли в данном случае экспоненциальный закон Бугера—Ламберта—Бера (заложенный в принцип фотометрии) применительно к этой специфичной среде:

$$I = I_0 \exp(-\alpha_L c L) \quad D = \lg(I_0/I) = 0,43 \alpha_L c L.$$

Здесь I_0 и I — интенсивность светового луча на входе и выходе кюветы, c — концентрация ферропримесей в пробе анализируемой постпромывочной среды, L — длина кюветы, α_L — коэффициент поглощения светового луча анализируемой средой, D — ее оптическая плотность.

В опытах использовали кюветы длиной 10, 20, 30 мм и светофильтры с различной длиной λ волны (315, 400 и 540 нм). Что же касается целенаправленного варьирования концентрацией c ферропримесей, то для этого получаемую суспензию (с предварительно выясненной концентрацией ферропримесей в ней $c = 1,28$ г/л массовым способом как контрольным) дополнительно разбавляли в соотношениях 2:1, 3:1 и 4:1. Тем самым получали пробы с концентрациями ферропримесей $c = 1,28$ г/л, $c = 0,64$, $c = 0,43$ и $c = 0,32$ г/л.

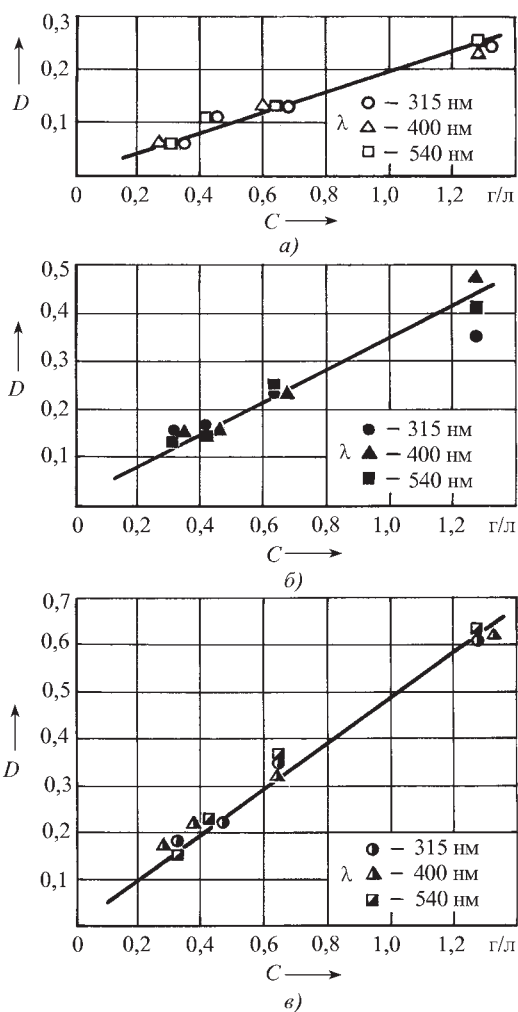


Рис. 2. Зависимость оптической плотности спиртовой постпромывочной суспензии ферропримесей, выделенных из бензина, от их концентрации в суспензии при $L = 10$ мм (а), $L = 20$ мм (б), $L = 30$ мм (в) и длины волны светофильтра

Если бы оказалось, что между оптической плотностью D анализируемых сред-суспензий и концентрацией c ферропримесей (для тех или иных значений L и λ) существует линейная зависимость, то это означало бы: закон Бугера–Ламберта–Бера выполняется.

Серией соответствующих опытов установлено, что оптическая плотность D , оставаясь практически "нечувствительной" к длине λ волны светофильтра (в используемом диапазоне λ), действительно линейно зависит от концентрации c ферропримесей (рис. 2). Такой же результат, кстати, получили и авторы работы [2], причем путем прямой фотометрии проб водно-дисперсной среды, но с намного большими значениями c . Правда, они, определяя оптическую плотность как $D = \ln(I_0/I)$, к сожалению, почему-то отошли от общепринятого определения: $D = \lg(I_0/I)$. Тем не менее на суть сказанного это не влияет, так как $D = \lg(I_0/I) = 0,43 \ln(I_0/I)$, т.е. погрешность результатов их опытов касается не самого принципиального здесь характера зависимости D от c , а константы-множителя

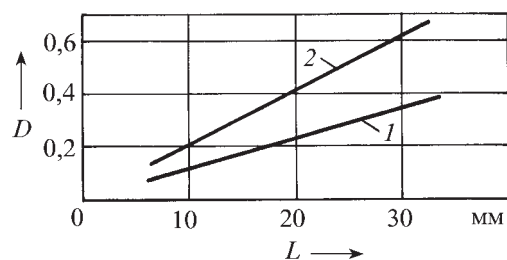


Рис. 3. Пример зависимости оптической плотности спиртовой постпромывочной суспензии ферропримесей, выделенных из бензина, от длины кюветы при различных значениях концентрации ферропримесей (по данным рис. 2):

1 – $c = 0,64$ г/л; 2 – $c = 1,28$ г/л

ля при переходе от натурального логарифма к принятому (по определению) десятичному.

На основании полученных зависимостей (см. рис. 2) легко показать справедливость и другой ожидаемой в соответствии с базовым законом зависимости (рис. 3): оптическая плотность D также линейно зависит и от длины L кюветы (пути прохождения луча в анализируемой среде-суспензии).

Полученные результаты (см. рис. 2 и 3), индивидуально демонстрирующие линейный характер зависимости оптической плотности D проб постпромывочной спиртоводисперсной среды от концентрации c дисперсной фазы (ферропримесей) и длины L кюветы, поддаются наглядному обобщению единой зависимостью, показанной на рис. 4. Это – зависимость оптической плотности D от произведения cL , на которое как параметр обобщения указывают сами базовые формулы: $D \sim cL$. При этом, как видно из рис. 4, в опытах данная зависимость остается линейной практически до значения $cL = 35$ – 40 г·мм/л и, видимо, даже до больших значений.

Что же касается коэффициента α_L поглощения светового луча, входящего в закон Бугера–Ламберта–Бера и в фигурирующее там же выражение для оптической плотности D , то его легко найти, пользуясь аппроксимированными данными полученной обобщающей зависимости (рис. 4). Так, его значение

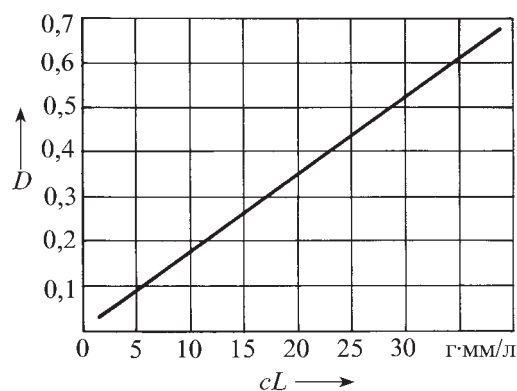


Рис. 4. Полученная на основании рис. 2 и 3 обобщенная зависимость оптической плотности постпромывочной суспензии ферропримесей от произведения значений концентрации ферропримесей и длины кюветы

для исследуемой здесь постпромывочной спиртово-дисперсной среды (полученной после промывки магнитного анализатора от ферропримесей бензином) составляет $\alpha_L = 0,041 \text{ л/г} \cdot \text{мм} = 4,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2/\text{кг}$.

Таким образом, из опытов следует очевидное заключение, что упрощенный метод фотометрии вполне может использоваться (при предварительно полученной тарировочной зависимости типа тех, которые изображены на рис. 2) для оперативного контроля массы выделяемых при магнитном контроле ферропримесей бензина и других ГСМ. При этом, разумеется, получаемое затем значение концентрации ферропримесей (в постпромывочной среде-суспензии), будучи умноженным на объем постпромывочной среды

и разделенным на объем пропущенной через магнитный анализатор рабочей среды (ГСМ), даст фактическое значение концентрации ферропримесей в этой среде – бензине, дизельном топливе, масле и т.д.

Литература

1. Малышев В.С., Коновалова И.Н., Берестова Г.И. и др. Анализ частиц износа в системах смазки дизельных двигателей методом феррографии // Двигателестроение, 2002. № 1. С. 42–43.
2. Маркова Л.В., Мышкин Н.К., Семенюк М.С. и др. Встроенный оптико-магнитный детектор и его применение для контроля состояния воздушного компрессора // Трение и износ. 2000. Т. 21. № 4. С. 414–419.
3. Сандуляк А.В. Магнитно-фильтрационная очистка жидкостей и газов. М.: Химия, 1988. –133 с.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.923

СПОСОБ СНИЖЕНИЯ ВОЛНИСТОСТИ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПРЕЦИЗИОННЫХ ДЕТАЛЕЙ ПРИ ВРЕЗНОМ ШЛИФОВАНИИ ПРЕРЫВИСТЫМИ КРУГАМИ

Канд. техн. наук **К.Ю. ЛУКЬЯНОВ**
Самарский ГУПС (846. 999-56-62)

Приведены теория и новый способ снижения волнистости поверхностей прецизионных деталей при врезном шлифовании прерывистыми кругами и конструкция прерывистого абразивного круга для врезного шлифования.

Ключевые слова: врезное шлифование, волнистость, прецизионные детали, прерывистый шлифовальный круг, режимы шлифования.

Lukianov K.Yu.

MODE OF DECREASE OF THE WAVINESS OF SURFACES OF PRECISION DETAILS AT PLUNGE GRINDING BY FALTERING CIRCLES

The new mode of decrease of a waviness of surfaces of precision details is resulted at plunge grinding by faltering circles. The construction of the faltering abrasive wheel for inset grinds is observed. Are stated teoretiko-eksperimentalnye probes of change of a waviness at various regimes of grinding. The technique of predicting output parametres of a waviness of treated cross-sections is developed and presented.

Keywords: plunge grinding, a waviness, precision details, a faltering abrasive wheel, grinding regimes.

Врезное шлифование – широко применяемый способ окончательной обработки рабочих поверхностей прецизионных деталей. Однако традиционные его варианты уже практически исчерпали свои возможности и не могут обеспечить все более ужесточающиеся требования к волнистости этих поверхностей. В связи с чем специалисты и вынуждены изыскивать средства усовершенствования традиционной схемы обработки. И находят. Типичный тому

пример – рассматриваемое ниже шлифование торцом прерывистого круга.

Схемы реализации этого способа приведены на рис. 1 и 2, на рис. 3, 4, 5 даны графики влияния частоты n_3 вращения заготовки, числа волн на ней, оборотов и частоты n_k вращения шлифовального круга на число N_b накрываемых волн в поперечном сечении детали.

Рассмотрим эти рисунки. И начнем с рис. 1.

Допустим, что заготовка 1 (например, внутреннее кольцо конического роликового подшипника) имеет коническую обрабатываемую поверхность (дорожку качения) с наибольшим ($d_{\text{наиб}}$) и наименьшим ($d_{\text{наим}}$) диаметрами, угол их конуса и длину l конической поверхности, а абразивный круг – прерывисто размещенные на рабочем торце режущие участки 3 переменной протяженности, которые чередуются с впадинами 4. Протяженность режущих участков 3 измеряется от l_{max} до l_{min} . Переменная протяженность режущих участков 3 круга 2 выбрана из условия постоянного отношения протяженности режущих участков и взаимодействующего с ними участка обрабатываемой поверхности (материала заготовки) и числа N_b волн на ней, взаимодействующими с режущими участками, значение которых определяется по формуле $N_b = \frac{2\pi R_{\text{нк}}}{l_{\text{max}}(1+\delta)}$, где $R_{\text{нк}}$ – наружный радиус шлифовального круга; l_{max} – максимальная протяженность режущего участка; δ – коэффициент отношения протяженности (впадины) между соседними режущими участками к максимальной протяженности (l_{max}) режущего участка.

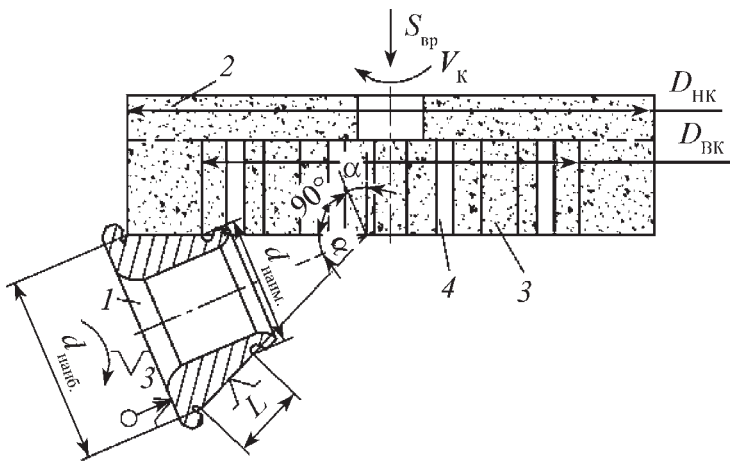


Рис. 1. Схема врезного шлифования сложногопрофильных поверхностей круга (вид сбоку):

1 – заготовка; 2 – полный цилиндрический круг; 3 – режущие участки круга; 4 – впадины между режущими участками круга

Число режущих участков, которое обеспечивает температуру насыщения поверхностного слоя (без прижогов), может быть различным при условии, что между протяженностями самих этих участков и протяженностями между ними существуют определенные соотношения (табл. 1).

Из этой таблицы напрашивается вывод: для обеспечения целого числа режущих участков, размещенных на торце шлифовального круга, протяженность (впадины) между соседними режущими участками может быть увеличена, поскольку это не приводит к росту температуры насыщения обрабатываемой поверхности.

Данный вывод и был положен в основу того, что предлагается вниманию читателя.

Теперь о конкретике.

Ось вращения полого цилиндрического круга 2 (см. рис. 1) рабочим торцом устанавливают под углом $(90^\circ + \alpha)$ к оси вращения заготовки 1. Затем вращают его с постоянной скоростью v_k и одновременной подачей $S_{вр}$. В итоге он входит в контакт с вращающейся заготовкой

большим ее диаметром $d_{наиб}$ и с большими по протяженности l_{max} режущими участками и постоянным отношением протяженности режущих участков к взаимодействующему с ними участку обрабатываемой поверхности заготовки 1 (рис. 2). Благодаря этому обеспечивается равномерный съем металла с конической поверхности.

Выбор числа режущих участков 3 абразивного круга зависит, очевидно, от числа волн обрабатываемой поверхности заготовки.

Допустим далее, что обработке подвергается дорожка качения внутреннего кольца конического подшипника 7516 с наибольшим (100,4 мм) и наименьшим (91,24 мм) диаметрами, углом α конуса, равным 11° , и длиной $l = 32$ мм и что обработка ведется абразивным кругом 4Ц (чашка цилиндрическая) наружным диаметром $D_{нк}$ рабочего торца 636 мм, число режущих участков и максимальная их протяженность соответствует табл. 1, а общее число волн (волнистость) на обрабатываемой поверхности заготовки равно 12 (оп-

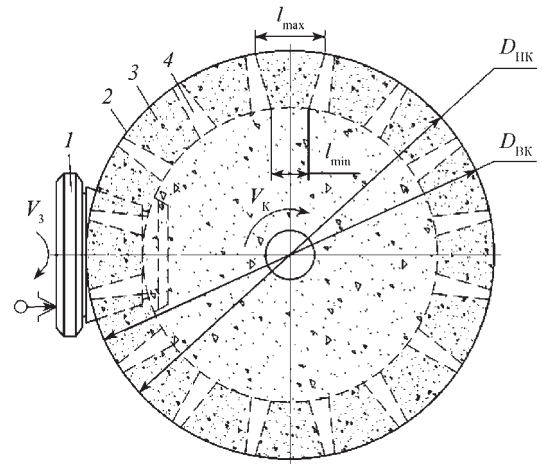


Рис. 2. Схема врезного шлифования сложногопрофильных поверхностей торцом круга (проекция на горизонтальную плоскость):

1 – обрабатываемая поверхность заготовки; 2 – полный цилиндрический круг; 3 – режущий участок круга; 4 – впадина между режущими участками круга

ределяется предварительными измерениями волнистости).

Наиболее важным показателем, характеризующим число накрываемых волн, является отношение скоростей вращения режущих участков шлифовального круга и вершин волн на обрабатываемой поверхности заготовки в точке контакта (рис. 3).

Из рисунка видно, что с увеличением частоты вращения заготовки число накрываемых волн растет, а с увеличением частоты вращения шлифовального круга, наоборот, падает. Причем отношение скоростей вращения вершин волн и режущих участков ограничено снизу условием равенства относительно скорости режущих участков величиной 30 м/с для предварительного шлифования и 60 м/с – для окончательного.

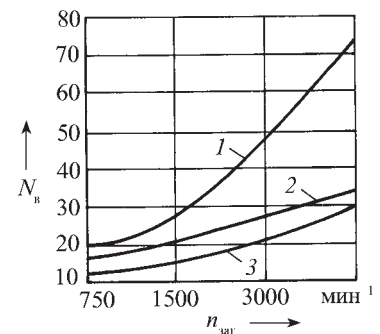


Рис. 3. Влияние частоты вращения заготовки ($n_{заг}$) и абразивного круга ($n_{кр}$) на число волн (N_w), накрываемых абразивными элементами круга в поперечном сечении заготовки:

1 – $n_{кр} = 750 \text{ мин}^{-1}$; 2 – $n_{кр} = 1500 \text{ мин}^{-1}$; 3 – $n_{кр} = 3000 \text{ мин}^{-1}$

Таблица 1

Число режущих участков	Максимальная протяженность режущего участка, мм	Протяженность между соседними режущими участками, мм	Отношение δ протяженности (впадины) между соседними участками к максимальной протяженности режущего участка
25	50	38,3	0,77
12	100	82,5	0,83
10	125	105,6	0,85

Таблица 2

Частота вращения заготовки, мин ⁻¹	Число волн, накрываемых абразивными элементами при частоте вращения круга, мин ⁻¹				
	450	600	750	900	1500
1500	25	30	36	42	64
3000	33	38	44	50	72
4500	41	47	52	58	81
6000	49	55	60	66	89

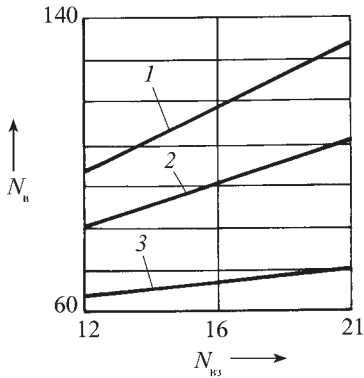


Рис. 4. Зависимость числа накрываемых абразивным кругом элементов волн (N_n) за один оборот шлифовального круга от числа волн на заготовке ($N_{вз}$) и частоты вращения круга ($n_{кр}$):

1 – $n_{кр} = 750$ мин⁻¹; 2 – $n_{кр} = 3000$ мин⁻¹; 3 – $n_{кр} = 6000$ мин⁻¹

Сопоставляя величины скоростей для рассматриваемого примера, получаем табл. 2, в которой приведены значения относительных скоростей. (В ней курсивом

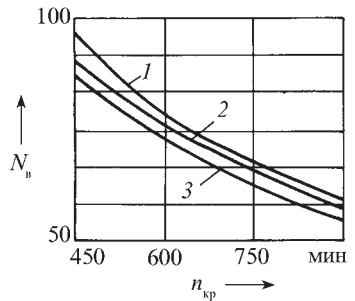


Рис. 5. Зависимость числа накрываемых волн (N_n) от числа режущих выступов (N_p) и частоты вращения шлифовального круга ($n_{кр}$):

1 – $N_p = 25$; 2 – $N_p = 12$; 3 – $N_p = 10$

отмечены скорости, используемые при предварительной обработке, а жирным шрифтом – при окончательной обработке).

Как видим, наилучшие режимы обработки достигаются при максимальной частоте вращения заготовки.

График зависимости числа накрываемых волн за один оборот шлифовального круга от числа

волн на заготовке показан на рис. 4, а график зависимости числа накрываемых волн на обрабатываемой поверхности заготовки от числа режущих участков шлифовального круга – на рис. 5. Первый подтверждает, что число накрываемых волн для всех режимов работы шлифовального круга прямо пропорционально числу волн неровностей на обрабатываемой поверхности заготовки, а второй – что с ростом протяженности режущих участков значение l_{max} накрываемых волн уменьшается.

Это связано с тем, что для обеспечения стабильной температуры шлифования увеличивается расстояние между режущими участками, а заполненность шлифовального круга абразивным материалом уменьшается (см. табл. 1). С другой стороны, при увеличении протяженности режущего участка шлифовального круга растет число накрываемых им волн, что может повысить точность процесса шлифования.

Предполагаемый способ шлифования конической поверхности обеспечивает высокую, по 5 классу, размерную точность изготовления подшипников и точность формы в поперечном сечении детали по параметру волнистости ($W_z = 0,1$ мкм).

УДК 629.1.072.5

СРАВНЕНИЕ ЧИСЛЕННЫХ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ МЕТОДОВ ИССЛЕДОВАНИЙ АЭРОДИНАМИКИ АВТОМОБИЛЯ

Э.В. РОН, Е.В. ВАЛЯГИН

МГТУ имени Н.Э. Баумана, НИЦИАМТ НАМИ (499 154-13-01)

Представлено сравнение численных и экспериментальных методов исследований аэродинамики автомобиля, приводится краткий очерк каждого из методов, а также результаты исследований по сравнению основных аэродинамических коэффициентов и полей потока за колесом АТС.

Ключевые слова: численные методы расчета обтекания, система имитации движения АТС по дорожному полотну, поле полного давления, "метод виртуальной гребенки".

Ron E.V., Valyagin E.V.

COMPARISON OF CDF AND WIND TUNNEL IN VEHICLE AERODYNAMICS

The comparison of Wind Tunnel and CFD is described. It summarizes the advantages and disadvantages of both tools. Comparison of integral

and total pressure values from CDF and Measurements are presented as well.

Keywords: CFD, belt road simulation, probe rake, virtual total pressure probe.

Современное состояние дел с аэродинамикой автомобиля – это единство и борьба двух направлений исследований – экспериментального и численного. Главный из экспериментальных методов – традиционные испытания в аэродинамической трубе – имеет длительную историю и, как следствие, высочайшее качество решения поставленных задач. Он, несмотря на значительные первоначальные затраты, позволяет в сжатые сроки получить огромный исследовательский материал. Поэтому его развитие не прекращается и идет по пути как совершенствования воспроизведения реальных условий движения автомобиля, так и проникновения в смежные области исследований – такие, например, как аэродинамический шум.

Численные методы расчета обтекания – относительно молодые, за последние годы они превратились в широко используемый инструмент оптимизации аэродинамических свойств автомобиля. Хотя относительно их точности и достоверности до сих пор существуют различные, даже диаметрально противоположные мнения. Тем не менее,

если учесть, что с начала своего применения в автомобильной индустрии, т.е. с конца 1980-х годов, расчетные методы благодаря совершенствованию их теоретических основ, а также значительно возросшей вычислительной мощности компьютеров совершили огромный скачок вперед, то в споре побеждают те, кто оценивает их положительно. Тем более что оба направления не только взаимно дополняют друг друга, но и расширяют сферы задач аэродинамики в целом, делают общедоступным проведение исследований, особенно специалистами, не имеющими возможности работать на экспериментальных установках. В этом легко убедиться, если рассмотреть оба направления исследований более подробно.

Начнем с аэродинамических труб. В автомобильной промышленности их начали применять еще в 1930-х годах [1]. Тогда это были довольно робкие попытки оценить виброхарактеристики отдельных элементов конструкции автомобиля (например, фар, бамперов и т.д.) в условиях набегающего потока, а также работоспособность радиаторов охлаждения и т.п. Сейчас аэродинамическая труба – самый сложный инженерный комплекс, позволяющий получить по автомобилю практически все то, что получают для самолетов в области дозвуковых скоростей. Причем продувкам подвергаются не только уменьшенные модели АТС, но и натурные их образцы.

Этот метод продолжает развиваться. Например, внедряется новое оборудование, способное определять аэродинамические источники шума, моделировать движение опорной поверхности [2] и т.д. Отсюда и многообразие аэродинамических труб: есть относительно небольшие и простые установки для исследования моделей на ранней стадии разработки, но есть и для экспериментов с полномасштабными объектами в завершающей стадии проектирования. В том числе со сложнейшими системами моделирования климатических условий, управления пограничным слоем и др.

Результаты испытаний, проведенных в аэродинамических трубах, подтверждают их эффективность: данные, получаемые с их помощью, отличаются высокой точностью и полностью удовлетворяют критериям проектирования АТС. Причем стандартный тест занимает очень мало времени как на постановку эксперимента, так и обработку их результатов, что очень удобно и выгодно. Особенно при оптимизации конкретных элементов конструкции АТС.

Результатами стандартного испытания в трубе являются величины лобового сопротивления и баланса подъемных сил. Но, к сожалению, процесс оптимизации чаще всего ограничивается методом "проб и ошибок", а большинство аэродинамических труб относятся к специализированным как по своей конструкции, так и в предоставляемой информации. Кроме того, к недостаткам аэродинамических труб добавляется изначальное ограничение возможностей постановки эксперимента, связанное с конструктивными особенностями АТС. Например, эффектом числа Рейнольдса в процессе исследования моделей. Наконец, аэродинамическая труба – сложный технический объект, который для поддержания ее в рабочем состоянии требует специалистов достаточно высокой квалификации. И объект дорогостоящий: совокупные затраты на эксплуатацию наиболее востребованных западноевропейских труб составляют 20–30 млн евро в год (не считая затрат на достаточно дорогое производство моделей для аэродинамических исследований).

Теперь о численных методах расчета обтекания, т.е. о разделе механики потока, использующем расчетные методы и алгоритмы для решения задач и анализа течения жидкости и газа.

Как уже упоминалось, такие методы в автомобильной промышленности начали применять в 1980-х годах. Будучи инструментом аэродинамических исследований, эти методы позволяют получить доступ к полному пониманию процесса обтекания объекта, а также предлагают мощные средства визуализации. Особенно широкое применение они нашли в тех областях, где анализ потока не может быть осуществлен с помощью экспериментальных средств (тех же аэродинамических труб). Более того, они пригодны для любых исследований без каких-либо ограничений – пассажирское или грузовое АТС, теплообмен или аэроакустика. Удобны они и тем, что предоставляют дополнительную информацию за один процесс моделирования (например, моделирование загрязнения во время заключительной стадии процесса проектирования [3]). Правда, они тоже требуют высококвалифицированных специалистов, обладающих навыками работы в сфере механики потока и фундаментальными знаниями численных методов и ограничений в их применении.

При использовании численных методов важнейшую роль играет выбранный уровень детализации трехмерной модели: более тщательная детализация улучшает схожесть модели с реальным объектом, что, в свою очередь, повышает точность результатов. Но, естественно, увеличивает время обработки данных. Однако затраты окупаются: современные расчетные методы обеспечивают высокую достоверность определяемых показателей, особенно коэффициента C_D лобового сопротивления. Тем не менее до сих пор есть случаи, когда численное моделирование не может правильно описать изменение аэродинамических сил [4]. Особенно в областях, характеризующихся высоким уровнем турбулентности. К тому же, результаты анализа подвержены влиянию начальных условий и зависят от качества генерируемой сетки трехмерной модели.

Нельзя не учитывать и того, что на время решения задачи и, как следствие, на ее стоимость влияет сложность геометрии исследуемого объекта. Но и преувеличивать эту зависимость тоже не нужно. Как показывает опыт, большая часть стоимости анализа приходится на программное и аппаратное обеспечение, но это – несоизмеримо малая часть затрат на строительство и содержание аэродинамических труб. И пока еще никто не доказал, что анализ, сделанный с помощью численных методов, по совокупной стоимости обходится дороже эксперимента в трубе. И это несмотря на то, что программное обеспечение требует ежегодного обновления, а среднее время работы рабочих станций и серверов составляет три года, в то время как некоторые трубы, построенные в 1940-х годах, до сих пор находятся в рабочем состоянии [5].

Анализ достоинств и недостатков двух рассмотренных выше направлений исследований приводит к выводу, что их совместное использование должно уменьшить затраты времени на разработку АТС и улучшить результаты исследований. И это, действительно, так. Вместе с тем нельзя игнорировать и тот факт, что у методов каждого из направлений есть свои чисто методические ошибки. Например, на результатах экспериментов неизбежно сказывается оборудование аэродинамической трубы, а на результатах расчета, скажем, турбулентного потока, – неточности конечной сетки модели.

Чтобы оценить степень влияния этих ошибок на достоверность получаемых результатов, нужно, очевидно, сопоставить величины аэродинамических коэффициентов, полученных в одинаковых условиях методами обоих направлений. Однако выполнить это, к сожалению, не просто: существует множество факторов, оказывающих влияние на результаты либо эксперимента, либо расчета, либо того и другого. Например, если взять экспериментальный

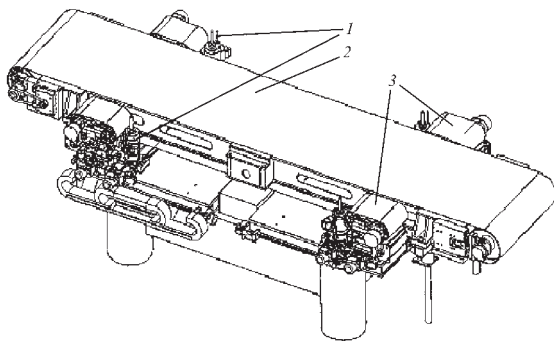


Рис. 1. Система имитации движения АТС по дорожному полотну, используемая в аэродинамической трубе Штуттгартского университета:

1 – подвижные опоры; 2 – центральная лента; 3 – опорные беговые дорожки

метод, то здесь такими факторами являются, прежде всего, градиент статического давления вдоль рабочей части продуваемого объекта и, следовательно, горизонтальная сила его выталкивания. Если ими пренебречь, то результат эксперимента окажется весьма далеким от точного.

Очень интересное с точки зрения получаемых результатов решение – применение в аэродинамических трубах оборудования, позволяющего имитировать движение по дорожному покрытию, для чего современные трубы оборудованы довольно сложными системами управления пограничным слоем и, как правило, пятью ленточными беговыми дорожками для имитации движения объекта относительно дороги (рис. 1). При этом на центральной ленте моделируется это самое движение, а вращение колес осуществляется благодаря четырем небольшим опорным беговым дорожкам, тогда как само АТС поддерживается с помощью прикрепленных к кузову подвижных опор, предотвращающих изменение его положения в пространстве. Но, к сожалению, эти усовершенствования хотя и повышают точность получаемых результатов, однако вносят и свои собственные погрешности. Одна из них – давление на поверхность опорной дорожки (опорной площадки), которое надо учитывать. Особенно при определении распределения подъемных сил. Это требует дополнительной поправки, называемой коррекцией влияния опорной площадки.

Рис. 2 иллюстрирует результаты сравнения коэффициентов лобового сопротивления (C_D), суммарной подъемной силы (C_L), подъемной силы на передней оси ($C_{L,F}$) и подъемной силы на задней оси ($C_{L,R}$) АТС, полученные в аэродинамической трубе Штуттгартского университета и моделированием движения по дорожному покрытию с учетом и без учета действия аэродинамических сил на опорную площадку. Как из этого рисунка видно, рассчитанный численными методами коэффициент C_D с учетом и без учета опорной площадки достаточно точно совпадает с экспериментальными данными; суммарный же коэффициент C_L подъемных сил при расчете без учета опорной площадки отличается от экспериментального на 0,05–0,08, а при ее учете хорошо коррелируется с экспериментальными данными. И даже самое большое отклонение (0,02), которое наблюдается для коэффициента $C_{L,R}$, все-таки достаточно приемлемый результат.

Это хороший пример совместного использования численных методов расчета обтекаемости и эксперимента, при котором численные методы предоставляют информацию о влиянии опорных площадок на распределение подъемных сил при испытаниях в аэродинамической трубе. То же самое можно сказать и о других данных, которые очень трудно получить экспериментальным путем.

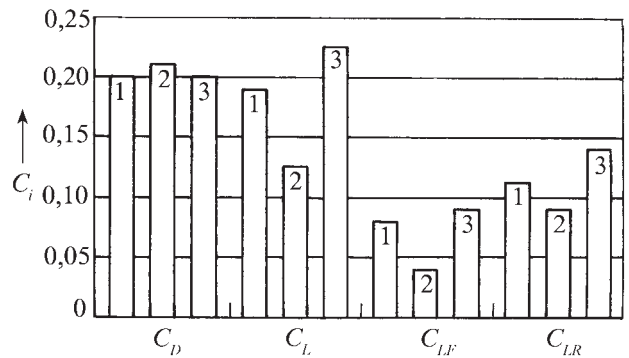


Рис. 2. Величины коэффициентов лобового сопротивления и подъемных сил, полученные экспериментально (1) и расчетом без учета (2) и с учетом (3) влияния опорной площадки

В качестве второго примера можно привести результаты сравнения распределения полного давления, полученного численными и экспериментальными методами.

Чтобы получить в аэродинамической трубе информацию о поле потока за колесом АТС, обычно используют гребенку, которая представляет собой набор приемников полного давления, установленный (рис. 3) на фиксирующем кронштейне (державке). Но эту информацию можно и рассчитать.

Данные, полученные обоими этими методами, приведены на рис. 4. Они, как видно из него, достаточно точно совпадают в центральной плоскости вращающегося колеса. Однако при сравнении тех же результатов, полученных при неподвижном колесе, в структуре потока наблюдаются (рис. 5) явные несоответствия: поля потоков имеют большие различия. Например, в эксперименте (см. рис. 4, а) на высоте центра колеса есть область сильного разряжения, т.е. область с очень низкими, вплоть до -1 коэффициентами C_p полного давления, а по расчетам (см. рис. 4, б) их нет. Что, в общем-то, удивительно, так как тела подобной формы математически моделируются достаточно хорошо.

Причина этих различий становится ясной, если принять во внимание зависимость результатов измерений полного давления от угла β атаки приемников (см. рис. 1): экспериментальные значения давления будут равны полному давлению только при углах между осью приемников и вектором скорости потока (угол атаки приемников) в пределах $\pm 20^\circ$, что характерно для подобных измерительных приборов. И чтобы произвести сравнение в случае, когда угол атаки приемников больше указанных пределов, к величине измеренного давления, необходимо добавить поправку, пропорциональную косинусу угла атаки приемников. Расчетные же методы, в противоположность этому,

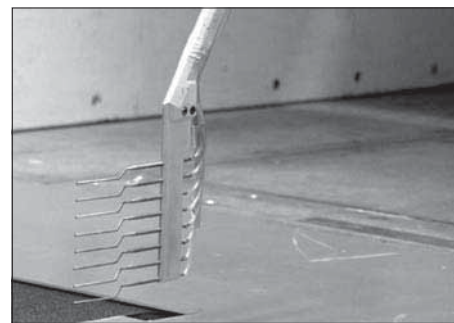


Рис. 3. Гребенка приемников полного давления

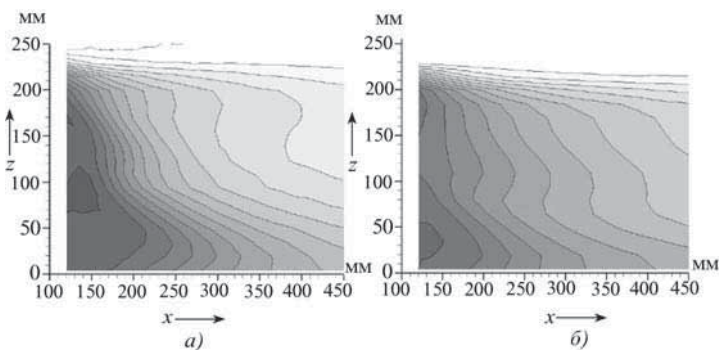


Рис. 4. Поля полного давления за вращающимся колесом, полученные экспериментально (а) и расчетом (б)

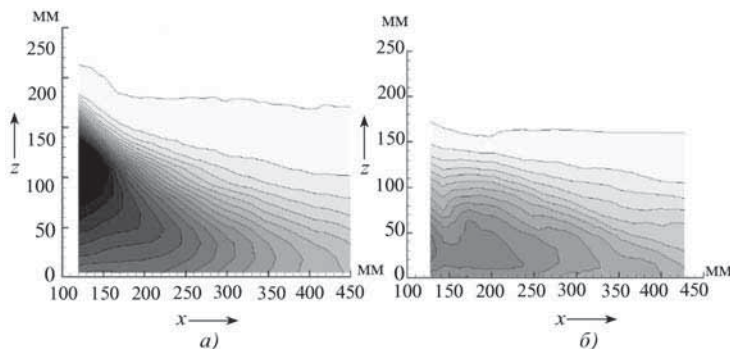


Рис. 5. Поля полного давления за неподвижным колесом, полученные экспериментально (а) и расчетом (б)

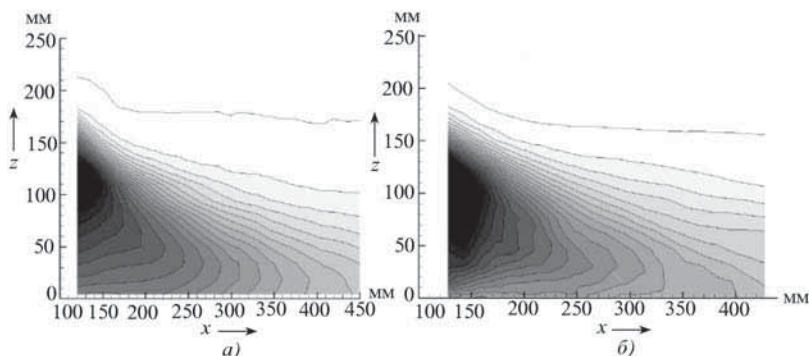


Рис. 7. Поля полного давления за неподвижным колесом, полученные экспериментально (а) и методом "виртуальной гребенки" (б)

позволяют точно определить полное давление, причем независимо от направления потока.

Чтобы улучшить возможность сравнения полей, полученных обоими методами, применяют способ преобразования результатов расчетов для углов атаки, превышающих 20° , который называют методом "виртуальной гребенки". Именно на его основе и построена в пределах $0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$ кривая 1 на рис. 6, представляющая собой полиномиальную функцию.

Результаты эксперимента и расчета по методу "виртуальной гребенки" приведены на рис. 7. Из него следует, что оба поля потока имеют схожие характеристические черты. Например, на рис. 7, б наблюдается та же область сильного разрежения на высоте центра колеса, что и на рис. 7, а, т.е. в эксперименте.

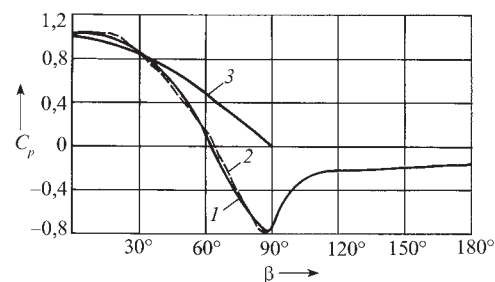


Рис. 6. Зависимость коэффициента полного давления от угла атаки приемника:

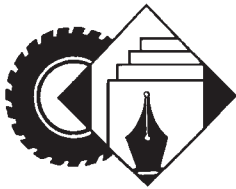
1 – расчетная кривая; 2 – экспериментальная кривая; 3 – кривая $\cos \beta$

Таким образом, результаты сравнения показывают, что численный метод при наличии ограничений, накладываемых экспериментальным методом, просто необходим. И не только в данном случае. Уже есть области (например, оптимизация формы масштабных моделей), где численные и экспериментальные методы по своей результативности вполне сопоставимы друг с другом. Причем даже при исследовании полномасштабных объектов, по финансовым затратам они сопоставимы с традиционным экспериментальным методом.

Так что вывод из всего сказанного вполне очевиден. Аэродинамические трубы еще долгое время останутся незаменимым инструментом для испытаний АТС. Особенно тогда, когда, во-первых, должно быть реализовано большое число модификаций формы объекта за короткое время и, во-вторых, когда требуются очень высокие точность и достоверность результатов (например, при работе с пограничным слоем и при имитации движения по дорожному покрытию). Но все возрастающая вычислительная мощность компьютеров и непрерывно повышающаяся точность вычислительных методов расширяет область их применения. Поэтому в настоящий момент уже не стоит вопрос, какой метод лучше. Процесс оптимизации проектируемого АТС можно назвать полноценным лишь в случае, если используются оба метода.

Литература

- Potthoff J., Essers U., Eckhold D. and Fuchs H.V.: Der aeroakustik-Fahrzeug-windkanal der Universitat Stuttgart am Institut fur Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwren. Tagung "Akustik und Aerodynamik des Kraftfahrzeugs". Haus der Technik, Essen, 1994.
- Michelbach F., Potthoff J.: Die Laufband-Technik im IVK-Fahrzeugwindkanal. In: Wiedemann/Bargende (Hrsg.): 4th Stuttgart International Symposium, Expert-Verlag, Runningen, 2001. ISBN 3-8169-1981-2.
- Kuthada T. and Cyr. S.: Approaches to Vehicle Soiling. In: Wiedemann/Hucho (Hrsg.): "EUROmotor Short Course "Progress in Vehicle Aerodynamics – Numerical Methods", Expert Verlag, Renningen, 2006.
- Wiedemann E.P., Binner T., Reioster H. and Wiedemann J.: Aspects of Underhood Thermal Analyses. In: Wiedemann/Hucho (Hrsg.): "EUROmotor Short Course "Progress in Vehicle Aerodynamics – Numerical Methods", Expert Verlag, Renningen, 2006.
- Potthoff J., Essers U., Maier H., Crau U. and Guttman B.: 75 Jahre FKFS – Ein Ruckblick. FKFS, Stuttgart, 2005. ISBN 3-924860-3.0-0.



ЛЮДИ И АВТОБУСЫ ОАО "ВОЛЖАНИН"

Недавно мне довелось побывать на автобусном заводе "Волжанин" и своими глазами увидеть предприятие, которое в настоящее время успешно продвигает свою продукцию на рынке, конкурируя с такими признанными брендами автобусостроения, как Ликийский, Минский, Павловский и др. автобусные заводы. Нет сомнения, что изделия этого отечественного предприятия, если не сейчас, то в скором времени смогут составить достойную конкуренцию продукции мировых автобусных производителей. Эта уверенность отнюдь не желаемое принять за действительное, а существующая реальность анализа действующего производства и его научного центра, в котором работают неравнодушные классные специалисты своего дела. Эти люди верят в свои силы и активно поощряются руководством завода к поиску современных направлений в дизайне, конструкторских и технологических разработках, а главное идет повседневная кропотливая систематическая работа над повышением качества продукции в строгом соответствии с международными стандартами качества ИСО 9000, делая это не ради рекламы, а по-настоящему, проникшись важностью и приняв безальтернативность такого мероприятия, через которое Европа прошла и смогла преодолеть многочисленные трудности на пути обеспечения безупречного качества продукции.

Сегодня продукция автобусного завода "Волжанин" достойно представлена в различных регионах России, а ее современный уровень не может не вызывать восхищения, тем более, если учесть, что каких-нибудь 15–20 лет назад никакого завода вообще не существовало. Были только стены и крыша, ограничивающие пространство, предназначенное для размещения в нем подвижного состава автобазы. Пришли инициативные люди во главе с молодым инженером А.В. Бакулиным и это пространство стало постепенно обретать черты производственного предприятия, трансформироваться из автоколонны, как эксплуатирующей организации, в гораздо более сложную автобусостроительную фирму. Шаг за шагом пространство стало наполняться специалистами и производственным оборудованием, обретая способность вначале единичного кустарного, а затем по мере накопления опыта и средств все более похожего на серийное поточное производство экономических и вместительных машин для городских, пригородных и междугородных маршрутов.

Очень важно, что коллектив этого предприятия осознает всю меру ответственности перед своими клиентами, гарантируя им консультационную и техническую помощь через постоянно развивающуюся сеть сервисных центров, что для нашей страны с ее огромной территорией и весьма ограниченным количеством станций технического обслуживания и ремонта автобусного подвижного состава следует рассматривать как явление, достойное всяческого поощрения и пропаганды этого по-настоящему передового опыта как пример понимания производителем всей меры ответственности, которую он несет за свою продукцию. Для нашего общества, пережившего период так называемых лихих девяностых и смирившихся с чувством неверия и скептического отношения к таким моральным категориям, как ответственность и честность партнерских отношений, уважение и соблюдение принятых обя-

зательств и в малом и в большом. На фоне всего этого негатива появляется росток нового отношения к делу и демонстрирует свое восхождение к большому успеху, постоянно совершенствуя модельный ряд своих изделий и инвестируя в производство значительную часть получаемой прибыли, не в пример многим коллегам, которые живут сегодняшним днем, используя получаемые средства для пополнения своего личного бюджета и не веря в перспективу.

Тем более ценен опыт работы ОАО "Волжанин" как наглядный пример того, что может сделать пусть даже небольшой коллектив, если есть лидер и его единомышленники. На фоне приходящих в упадок некогда знаменитых автомобильных предприятий, которые были построены на энтузиазме и ограничениях полуголодных людей, превративших эти автозаводы в гигантские предприятия, которые сейчас медленно умирают на глазах равнодушного, смерившегося с существующим положением общества.

Замечательный пример для подражания являет собой деятельность Научно-технического центра завода "Волжанин", которым за относительно короткий срок создан целый ряд моделей автобусов для городских, пригородных и междугородних перевозок. Эти образцы обладают современным дизайном, великолепными ходовыми качествами, которые признаны пассажирами благодаря низко расположенному полу, создающему удобство посадки–высадки, в том числе и особенно для инвалидов, шумоизоляции и современному интерьеру как результат постоянного поиска лучших конструкторско-технологических решений на базе широкой исследовательской и испытательской деятельности.

Как любое серьезное автобусное производство, завод "Волжанин" ориентирован на выпуск полного ряда моделей, включая автобусы малой вместимости, городские автобусы нескольких модификаций, а также междугородные автобусы дальнего следования повышенной комфортности, что особенно важно в целях снижения утомляемости пассажиров при дальних поездках. В 1995 г. разрабатывается оригинальный междугородный автобус мод. 5268; в течение 1995–1997 г., когда в России приходили в упадок многие промышленные предприятия, коллективом завода были собраны опытные образцы и начата серийная сборка городского автобуса мод. 5270 полностью собственной конструкции. А уже в 1998 г. коллективом завода проведена сертификация производства по международной системе качества ИСО 9001, получен международный сертификат на производство автобусов TUV CERT, что можно рассматривать как международное признание усилий молодого автобусного предприятия по выпуску транспортного средства, предназначенного для перевозки большого количества пассажиров, а потому отвечающего повышенным требованиям безопасности. Это уже была победа, открывшая путь к серийному производству. Победа эта тем более являлась ценной, если учесть ту обстановку упадка машиностроительного производства, которую испытывала тогда Россия.

Начиная с 1999 г. завод приступил к серийному производству автобусов под маркой "Волжанин", которая в настоящее время имеет широкую известность на всей территории России, включая столичный регион, где эти автобусы пользуются чрезвычайной популярностью, являясь призерами многочисленных конкурсов и международных выставок, что следует рассматривать как вполне заслуженное признание усилий молодого, но уже зрелого коллектива автобусного производства.

Автобус малого класса "Волжанин-32901" имеет общую пассажироместность 35 человек, из которых 24 предназначены для сидения. Двигатель и коробка передач импортные, фирмы "Тата". Шестицилиндровый рядный турбонаддувный дизель развивает мощность 65 кВт (130 л.с.). Передняя и задние подвески – рессорные, однако та и другая снабжены стабилизаторами поперечной устойчивости, что обеспечивает достаточно высокий уровень комфорта при движении по городским улицам. Очень важно, что тормозная система имеет в своем составе АБС, а шины применяются бескамерной конструкции, что в совокупности положительно влияет на безопасность. Применение для облицовки панелей из оцинкованной стали и стеклопластика, а для каркасных деталей – прочной низколегированной стали обеспечивают кузову повышенный ресурс эксплуатации автобуса на городских маршрутах, где, как известно, в зимнее время улицы обрабатываются химиче-



скими реагентами. Переднее расположение двигателя позволяет при необходимости оборудовать в задней части кузова вместительный багажный отсек.

Серия автобусов "Волжанин" мод. 5270/52701/52702, предназначенная для эксплуатации в городе, пригороде и на междугородных маршрутах, имеет комфортабельный вместительный салон, рассчитанный соответственно на 100, 75 и 45 пассажиров. Модификации этих автобусов для пригородных и междугородных сообщений оборудуются мягкими сиденьями и увеличенными багажными отсеками, расположенными в нижней части кузова, а северный вариант этих моделей имеет утепленный салон, стеклопакеты с двойным остеклением, теплые воздушные завесы дверей, а также независимую систему обогрева кабины водителя. На этих моделях, как и на всех автобусах "Волжанин", применены оцинкованные облицовочные панели, а каркас изготовлен из низколегированной стали повышенной коррозионной стойкости. На автобусах данного семейства устанавливаются двигатели ЯМЗ или "Дойц" мощностью 169 кВт (230 л.с.). Коробка передач — механическая (ЯМЗ), либо, по желанию заказчика, автоматическая ("Цанрадфабрик"). Передняя ось — отечественного производства или зарубежного ("Раба", ZF). Также обстоит дело с рулевым управлением, а подвеска и тормоза с АБС комплектуются изделиями фирмы "Вабо". Шины — 295/80 R22,5.

Следующая ступень развития — автобусы нового семейства "Сити-Ритм" мод. 12 и 15, кузова которых изготавливаются из алюминиевого сплава и соответствуют самым современным стандартам по экологическим требованиям безопасности и обеспечения комфорта для пассажиров. Двухосная модель "Сити-Ритм-12" вмещает 103 пассажира, а трехосный "Сити-Ритм-15" — 135. На них устанавливаются двигатели "Дойц", коробка передач и мосты с подключаемой третьей осью и рулевым управлением фирмы ZF, пневмоподвеска "Вабо" с системой электронного управления со следящим устройством уровня пола. Рабочее место водителя оборудовано бортовым компьютером, а салон — отопителем-кондиционером и электронно-управляемыми люками в крыше фирмы "Вебаст", работающими в автоматическом режиме.

Вершина модельного ряда — "Дельфин". Эта модель имеет три варианта комплектации: "турист", "премиум" и "люкс". Каркас кузова изготовлен из алюминиевых сплавов, крыша и внешняя обшивка из сэндвич-панелей с пенополиуретаном, обеспечивающих шумо- и теплоизоляцию. Салон оборудован сиденьями повышенной комфортности и системой климат-контроля. Для внутренней отделки применены пожаробезопасные композитные материалы. На автобусе установлен современный двигатель экологического класса "Евро-4", тормозная система имеет электронное управление, а также все современные элементы активной безопасности. По желанию заказчика автобус может быть оборудован приборами навигации "ГЛОНАС" и спутниковым телевидением, что создает условия повышенного комфорта и безопасности.

Привлечение зарубежных поставщиков является отражением современного рыночного подхода к комплектации готового изделия, так как позволяет осуществлять закупку агрегатов, соблюдая принцип "цена—качество", который дает возможность обеспечивать высокий уровень своих изделий в силу наличия комплектующих от мировых производителей по рыночной цене. В итоге предприятие получает возможность обеспечить производство своих изделий по начинке на высоком мировом уровне, а если к этому прибавить собственные высококачественные кузовные производства, то появляется возможность создать в целом изделие на уровне, приближающемся к лучшим зарубежным аналогам, а в дальнейшем по мере накопления средств, которые позволят приобретать лучшие зарубежные комплектующие изделия, достигнуть и самого высокого уровня качества.

В любом случае путь, избранный коллективом Волжского автобусного завода, предпочтительнее доминирующей сейчас в России ориентации на сборку зарубежных моделей, не имеющей ничего общего с декларируемой промышленной модернизацией. В истории нашего государства бывали периоды, когда народ переживал различного рода катаклизмы и кто знает, может быть и сейчас получится так, как бывало в прошлом, когда великий почин пробуждения нации и победа российского народа в промышленном производстве придет с берегов священной Волги.

Д-р техн. наук И.В. Балабин

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Платко А.Ю., Лыков Д.А. — Анализ текущего положения автомобильной промышленности и перспективы ее инновационного развития 1
- Иванов Ю.И. — Кризис на предприятии и работа менеджмента по выходу из него 5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

- Александров И.К., Раков В.А., Щербак А.А. — Перспективы развития АТС с электроприводом 8
- Апеллинский Д.В., Яхутль Д.Р., Шендеровский И.М. — Математические модели рабочего цикла ДВС с искровым зажиганием и их численная реализация 10
- Гольмаков В.С., Никишин В.Н., Леонов С.М., Сосновский А.П. — Угловые колебания привода ТНВД новых форсированных дизелей КАМАЗ 14
- Ерохин В.В. — Влияние антифрикционных покрытий деталей поршневой группы ДВС на его надежность 16
- Благодаров А.А., Юркевич А.В., Солдаткин В.А. — Механическая бесступенчатая передача для трансмиссии городского АТС с рекуперацией энергии при торможении 18
- Белоусов Б.Н. — О проблеме создания наземных тягово-транспортных средств с мехатронными системами 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

- Павлишин С.Г. — Оценка соответствия региональной дилерской сети при формировании фирменной системы технического обслуживания и ремонта АТС 24
- Василевский А.В. — Ультразвуковая кавитационная обработка дизельного топлива как способ улучшения пусковых качеств дизеля 28
- Антропов Б.С., Бодров В.А., Басалов И.С. — Диагностирование ДВС по расходу масла 29
- Сандуляк А.В., Сандуляк А.А., Ершова В.А., Свистунов Д.И., Сандуляк Д.А. — Прямая фотометрия "концентратов" ферропримесей бензина, выделенных при магнитоконтроле 31

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

- Лукьянов К.Ю. — Способ снижения волнистости поверхностей прецизионных деталей при врезном шлифовании прерывистыми кругами 33
- Рон Э.В., Валягин Е.В. — Сравнение численных и экспериментальных методов исследований аэродинамики автомобиля 35

ИНФОРМАЦИЯ

- Балабин И.В. — Люди и автобусы ОАО "Волжанин" 39

Главный редактор Н.А. ПУГИН РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И.В. Балабин, С.В. Бахмутов, О.И. Гируцкий, В.И. Gladkov, М.А. Григорьев, Ю.К. Есеновский-Лашков, А.С. Ковригин, Р.В. Козырев, С.М. Круглов, Ю.А. Купеев, Г.И. Мамити, В.А. Марков, А.В. Николаенко, Э.Н. Никуников, В.И. Пашков, В.А. Сеин, Н.Т. Сорокин, А.И. Титков, В.Н. Филимонов

Белорусский региональный редакционный совет:

М.С. Высоцкий (председатель),
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

Технический редактор *Андреева Т.И.*
Корректоры: *Сажина Л.И., Соношкина Л.Е.*
Сдано в набор 01.11.2011. Подписано в печать 23.12.2011.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,22. Заказ 2.
Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15.

ООО "Издательство Машиностроение"

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромьинский пер., 4
Телефон (915) 412-52-56, (499) 269-54-98
E-mail: avtoprom@aport.ru, avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomashin.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.