ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

УЧРЕДИТЕЛИ:
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ
И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 7 • июль • 2007

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115.339.543.4

# ТАМОЖЕННО-ТАРИФНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ РОССИЙСКОГО ИМПОРТА АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Д.С. ФЕДОРЦОВ

ЗАО "КПМГ"

История тарифного регулирования импорта АТС в России насчитывает менее 20 лет и началась, по существу, в 1989 г., т. е. с момента либерализации внешнеэкономической деятельности СССР. С тех пор оно прошло периоды ошибок, становления и развития и в настоящее время стало одной из важнейших областей государственного регулирования экономики. Но сказать, что данная область сформировалась окончательно, нельзя. Уже хотя бы потому, что в правительственных, научных и промышленных кругах есть сторонники как идей протекционизма, так и либерализма, а автомобили зарубежного изготовления превратились в неотъемлемую часть российского рынка. Более того, история тарифного регулирования АТС складывалась у нас довольно сложно. Например, до середины 2002 г. оно долгое время не имело четко обозначенных целей и задач, в решениях правительства отсутствовала, с точки зрения здравого смысла, последовательность действий: правительство, по сути, обслуживало интересы ведомств, предприятий, различных общественных организаций. Поэтому принимаемые им решения носили "пожарный" характер и не служили долгосрочным целям развития отечественной автомобильной промышленности.

Так, в начале 1990-х годов таможенные пошлины на импорт легковых автомобилей составляли 0,1 ЭКЮ за 1 $см^3$ рабочего объема двигателя для физических лиц и 15 % таможенной стоимости товара для юридических лиц. Импорт же грузовых АТС и автобусов таможенными пошлинами вообще не облагался. Причем надо сказать, что в 1992—1994 гг. отсутствие каких-либо протекционистских мер тарифного регулирования, не говоря уже о нетарифных мерах по ограничению импорта, о реакции со стороны отечественных товаропроизводителей не вызывало. В основном потому, что в стране не сформировалась законодательная база, на которую они могли опираться, не созданы органы внешнеторгового регулирования, имел место острый дефицит потребительских товаров, опыта лоббирования у только что зарождающейся касты менеджеров не было.

Низкий уровень таможенных пошлин привел к массовому импорту подержанных АТС зарубежного производства. Российская автомобильная промышленность, попавшая после развала СССР в условия системного кризиса, не могла составить конкуренцию такому "наплыву" иномарок. Поэтому правительство, хотя и с явным запозданием, вынуждено было предпринять в середине 1990-х годов меры по защите отечественного автомобилестроения. Оно увеличило таможенные пошлины для физических лиц до 5 ЭКЮ за 1 $см^3$ объема двигателя, а для юридических лиц установило комбинированную ставку пошлины — 46 %, но не менее 400 или 800 ЭКЮ за автомобиль.

Данные меры привели к некоторому сокращению импорта подержанных легковых автомобилей в 1995 г. Однако отсутствие эффективного контроля таможенной их стоимости со стороны таможенных органов позволило юридическим лицам очень быстро найти обходной путь — ввозить автомобили по заниженной стоимости и, следовательно, платить заниженные пошлины. На импорт же грузовых транспортных средств была установлена пошлина в размере 25 %, но автомобили с двигателями рабочим объемом менее 2500 $см^3$ и автомобили массой более 20 т облагались меньшей пошлиной — по ставке 10 и 15 % соответственно. Автобусы вместимостью более 20 человек ввозились беспошлинно.

В итоге положение практически осталось прежним. В связи с чем в 1996 г. был изменен размер таможенных пошлин на новые и подержанные легковые, грузовые автомобили и автобусы зарубежного производства. Например, на легковые автомобили он составил 30 % таможенной стоимости транспортного средства,

©ISSN 0005-2337. Издательство "Машиностроение", "Автомобильная промышленность", 2007 г.

причем специфическая ставка варьировалась в зависимости от рабочего объема двигателя в диапазоне 0,55—2,5 ЭКЮ за 1 $см^3$. К ней добавлялись 5 %-й акцизный сбор и НДС. В результате совокупный платеж при таможенном оформлении достигал 63,8 % таможенной стоимости автомобиля.

Однако, несмотря на значительный размер таможенной пошлины, эффективность данного решения оказалась намного ниже, чем предполагалось, потому что параллельно со ставками существовал обширный перечень лиц, которые могли ввозить автомобили в льготном порядке — по ставке таможенной пошлины 0,3 ЭКЮ за 1 $см^3$. В результате значительный объем импорта, соответственно, перешел к этим лицам.

Таможенные пошлины на импорт грузовых АТС по-прежнему зависели от рабочего объема двигателя, массы транспортного средства и грузоподъемности — от 10 до 25 %. И только в тарифном регулировании ввоза автобусов произошли значительные изменения: автобусы вместимостью менее 120 человек стали облагаться пошлиной в размере 30 % таможенной их стоимости, а более 120 человек — по ставке 10 %.

В 1999 г. принято еще одно решение, которое отменило все льготы по уплате таможенных пошлин при ввозе новых автомобилей физическими лицами, но увеличило разрыв между пошлинами для физических и юридических лиц на подержанные автомобили: сумма платежей, которые уплачивали физические лица за ввоз автомобиля, была в 2—2,5 раза меньше платежей юридических лиц. Итогом, как и следовало ожидать, стало перераспределение импорта: большую его часть стали осуществлять физические лица. Что и дало о себе знать уже в 2001 г.: импорт легковых иномарок возрос, по сравнению с 2001 г., на 87 %, в том числе подержанных — на 100 %, новых — на 60 %. Рост импорта грузовых АТС в 2002 г., по сравнению с 2000 г., увеличился на 84 %, а автобусов — более чем на 100 %.

Таким образом, жизнь доказала, что ставки таможенных пошлин в размере 15—30 % не могут быть существенным барьером для импорта и служат больше фискальным целям, чем защитно-регулирующим. Тем не менее правительство в течение двух лет не принимало никаких решений в отношении импорта автомобилей, прежде всего легковых. И только в средствах массовой информации велась публичная дискуссия о необходимости повысить таможенные пошлины. Результатом всего этого стали: 470 тыс. подержанных легковых автомобилей, поступивших на российский рынок в 2002 г., 75 тыс. не произведенных на отечественных автозаводах автомобилей. Потеря (только в объеме товарной продукции) — 10,5 млрд руб. и соответствующих отчислений в бюджеты различных уровней.

И лишь в августе 2002 г., наконец, правительством были приняты два (№ 642 и 643) постановления, касающиеся повышения таможенных пошлин на подержанные иномарки. Они разделили легковые автомобили на три группы: новые (до 3 лет), от 3 до 7 лет и свыше 7 лет. Причем пошлины на автомобили последней группы были увеличены так значительно, что ввоз в страну стал экономически не оправданным: сумма уплачиваемых таможенных платежей в ряде случаев превышала стоимость автомобиля в несколько раз. Кроме того, правительство издало распоряжение "О запрещении ввоза грузовых автомобилей и автобусов, оснащенных дизельными двигателями, экологические характеристики которых по значению выбросов ниже требований, установленных пунктом 5.2.1 (уровень А) ГОСТа Р41.49—99".

Руководствуясь им, Государственный таможенный комитет с 1 декабря 2002 г. перестал оформлять бывшие в эксплуатации грузовые автомобили и автобусы, оборудованные дизелями, у которых не имелось подтверждения об их соответствии на момент производства техническим требованиям по эмиссии отработавших газов, в том числе по содержанию монооксида углерода — более 4,9 г/(кВт·ч), углеводородов — не более 1,23 и оксидов азота — не более 9 г/(кВт·ч). Фактически, данное распоряжение обязывало, чтобы все ввозимые в Россию подержанные грузовые автомобили и автобусы проходили сертификацию, так как процедура подтверждения соответствия АТС на тот момент отсутствовала.

В 2003 г. были приняты еще два постановления правительства — "О выравнивании таможенных платежей, уплачиваемых юридическими и физическими лицами при ввозе на таможенную территорию Российской Федерации подержанных легковых автомобилей" и "Об утверждении "Положения о применении единых ставок таможенных пошлин, налогов в отношении товаров, перемещаемых через таможенную границу Российской Федерации физическими лицами для личного пользования". Они окончательно отменили льготные ставки таможенных пошлин на автомобили для физических лиц, ввели запрет на ввоз автомобилей старше семи лет. В результате импорт подержанных АТС, основного конкурента продукции отечественных автозаводов, стал управляемым, прогнозируемым и постоянно сокращаемым. Это позволило стабилизировать доходы отечественных производителей автомобилей и увеличить рынок для сбыта иномарок российской сборки.

С принятием данных документов начался второй этап развития тарифного регулирования импорта автомобилей, который направлен на реализацию долгосрочных планов, заложенных в "Концепции развития автомобильной промышленности России". Этап, который имеет четко прослеживаемые цели: ограничить ввоз подержанных АТС; создать "тепличные" условия для фирм, осуществляющих сборку АТС на территории России.

Практика показала: установленный уровень таможенных пошлин на подержанные АТС привел к значительному сокращению их импорта. Что свидетельствует о достаточности установленных тарифных барьеров. Хотя, по мнению ряда экспертов, нам целесообразно воспользоваться опытом других государств (Китай, Чехия), где ввоз подержанных автомобилей полностью запрещен, таким образом способствуя развитию их собственного автомобилестроения.

Что касается тарифного регулирования импорта новых автомобилей, то в "Концепции" вообще нет положений, касающихся данной проблемы. Почему — понять можно: в 2002 г., когда ее разрабатывали, ос-

новной проблемой, стоявшей перед отраслью, был массовый ввоз подержанных АТС, с которым надо было что-то делать. Но отсутствие в "Концепции" планов по регулированию ввоза новых легковых автомобилей привело к замораживанию ставок таможенных пошлин на них на уровне 2000 г. Хуже того, по мнению тех, от кого зависят решения, ставка в 25 % на новые легковые автомобили достаточна и в полной мере защищает отечественную автомобилестроительную отрасль. Будто не видят, что импорт новых автомобилей зарубежного производства растет ежегодно на десятки процентов, а доля рынка отечественных автозаводов сокращается.

Свою официальную позицию по этому вопросу не сформировало и правительство. Возможно, оно считает, что такой рост импорта — "нормальное" явление для экономики страны.

Аналогичная ситуация сложилась и с импортом автобусов и грузовых АТС: в "Концепции" отсутствуют какие-либо положения тарифного регулирования их импорта. Правда, значительный рост импорта в данном сегменте пока сдерживают высокая стоимость новых автобусов и грузовых автомобилей зарубежного производства и высокие пошлины на подержанные транспортные средства данного сегмента автомобильной техники. Но в условиях постоянно повышающегося реального курса рубля и роста цен на продукцию естественных монополий ценовое преимущество отечественной продукции перед зарубежными ее аналогами, безусловно, исчезнет в ближайшем будущем. Существующий же уровень ставок таможенных пошлин, если он будет сохранен, не создает нормальных условий для функционирования отечественных автозаводов. В частности, динамика ввоза АТС доказывает, что 25—30 %-я ставка в условиях стабильного внутреннего спроса не может служить барьером для импорта и не имеет значительного воздействия на его объемы. Так что для развития отечественной автомобильной промышленности без существенного повышения таможенных пошлин не обойтись. Тем более что по размеру таможенных пошлин, скажем, на легковые автомобили Россия значительно уступает странам, которые в данный момент с успехом развивают свое автомобилестроение (Индия — 105 %, Китай — 70, Малайзия — 50, Бразилия — 35 %).

В заключение — о факторах, которые будут оказывать наибольшее влияние на таможенно-тарифное регулирование импорта АТС.

Таких факторов три. Во-первых, правительство своими действиями четко обозначило основное направление развития отрасли. Это создание производств для промышленной сборки иномарок. Во-вторых, отечественные автозаводы не имеют возможности влиять на решения, принимаемые правительством относительно регулирования импорта, как это было раньше. В-третьих, правительство ориентировано на привлечение иностранных инвестиций и фирм, у него отсутствуют конкретные планы по развитию крупных отечественных автозаводов как системообразующих предприятий.

Из названных факторов вытекает и существующая таможенно-тарифная политика, которая, если говорить прямо, ведет к деградации и исчезновению российского автомобилестроения. Отечественные автозаводы в скором времени могут превратиться в обычные площадки, где собирают модели зарубежных фирм. Причем без каких-либо перспектив по созданию собственных автомобилей, так как для сборки не нужно проводить крупные НИОКР и поддерживать на высоком уровне научно-технический потенциал. Но не следует забывать, что невысокие ставки таможенных пошлин на импортные АТС и полная ориентация госрегулирования на создание сборочных производств приведет к отмиранию ряда отраслей отечественной промышленности и прикладной науки, которые занимались НИОКР в сфере автомобилестроения, к исчезновению понятия "отечественный автомобиль". Со всеми вытекающими отсюда последствиями для безопасности и независимости страны.

---

УДК 629.113/.115.002.8

# Системы утилизации легковых автомобилей

Канд. техн. наук Р.Л. ПЕТРОВ

ВАЗ

Мировой парк легковых автомобилей в настоящее время составляет ~600 млн ед., 40—50 млн из них ежегодно обновляются, т. е. признаются отслужившими свой срок, снимаются с регистрации и, как правило, поступают на утилизацию. Правда, средние значения возраста и пробега отслуживших автомобилей в каждой стране свои — все зависит от таких экономических показателей, как средние валовой доход на душу населения и число автомобилей на тысячу жителей, а также политики государства в данной области. Например, средний возраст снимаемых с учета автомобилей в странах Западной Европы составляет 12—14 лет, а в США и Японии он несколько меньше. Потому что, например, в США действует очень жесткая и отлаженная система страхования: владельцу автомобиля после серьезной аварии выплачивается страховка, и собственником такого автомобиля становится страховая компания, которая, в случае трудностей с реализацией, продает его недорого фирме-утилизатору.

Так, по данным фирмы "Хонда", средний возраст ее автомобилей, поступивших на утилизацию в штате Мичиган в 2002 г., составил всего семь лет, и практически все детали, снятые с них, были реализованы на вторичном рынке, что полностью окупило цену, которую утилизаторы заплатили владельцам автомобилей или страховым компаниям. Другими словами, сравнительно ранняя утилизация автомобилей "Хонда" оказалась выгодной: для фирмы-утилизатора — экономически, для штата — экологически (утилизация получилась практически безотходной).

| Тип автомобильных отходов, млн т/год | Ежегодное среднее количество автомобильных отходов, $10^6$ т/год, в | | |
|---|---|---|---|
| | ФРГ | Западной Европе вместе | мире |
| Пластмассы | 0,20 | 0,9 | 2,6 |
| Шины | 0,30 | 1,3 | 3,8 |
| Другие неметаллические материалы | 0,40 | 1,7 | 4,4 |
| Рабочие жидкости | 0,07 | 0,3 | 0,8 |
| Образующиеся при ремонте и техническом обслуживании АТС | 0,30 | 1,5 | 4,0 |
| Итого | 1,27 | 5,7 | 15,6 |

Тем не менее абсолютно безотходной систему утилизации автомобилей назвать трудно. К примеру, даже в такой благополучной с этой точки зрения стране, как ФРГ (см. таблицу), при техническом обслуживании, ремонте и утилизации автомобилей ежегодно образуется ~1,2 млн т нереализуемых, т. е. попадающих на свалку, отходов, а в мире — 15,6 млн т. И это несмотря на то, что за последние 10—15 лет в большинстве промышленно развитых стран были организованы подчиняющиеся достаточно жестким законам и правилам системы сбора и вторичной переработки изношенных автомобильных деталей и отслуживших свой срок автомобилей. Причем системы довольно эффективные: в США, Японии и Западной Европе они утилизируют 35 млн автомобилей, перерабатывая 80 % массы каждого из них.

Очень важно и то, что созданная в ведущих странах мира специальная отрасль промышленности по переработке и утилизации автомобилей занимается и проблемами вторичной переработки материалов, а также повторного использования подержанных деталей, узлов и агрегатов, реализуя их по значительно более низким ценам, хотя эти компоненты зачастую не уступают новым по качеству и ресурсу.

Повторное использование компонентов и рециклинг многих материалов экономически эффективны, решают не только глобальные вопросы экономии сырья, невозобновляемых ресурсов и энергии, но и многие другие проблемы.

Возьмем те же США. Здесь ежегодно на утилизацию поступает 14—15 млн легковых автомобилей, общая масса которых составляет ~20 млн т. Их перерабатывают более 200 предприятий, оснащенных шредерными установками различной производительности. На эти предприятия работают более 10 тыс. малых предприятий, занимающихся сбором и демонтажом старых автомобилей. На тех и других занято свыше 40 тыс. человек, а ежегодный объем производства оценивается в 4 млрд долл. Суммарный коэффициент утилизации старых автомобилей составляет в среднем 82—83 %, а коэффициент рециклинга черных и цветных металлов, применяемых в автомобилях, близок к 100 %.

Примерно столько же отслуживших автомобилей ежегодно поступают на утилизацию и в Европе. Во Франции их сбор и демонтаж осуществляют ~3 тыс. операторов, а измельчение и сепарацию — 40 шредерных заводов, в Германии действуют 5 тыс. предприятий по сбору отслуживших автомобилей и 47 шредерных заводов; 37 шредеров имеются и в Англии. Кроме того, страны Западной Европы, значительно активнее, чем в США развивают и экспорт старых автомобилей: по данным ACEA, в 2004 г. в 15 странах ЕС было снято с регистрации 11,5 млн старых автомобилей, а на утилизацию поступили только 7,8 млн, т. е. 68 %. Причем самые низкие цифры приходятся на Германию, Италию, Австрию, Португалию. Учитывая, что во всех странах ЕС действует очень четкая и жесткая система контроля за утилизацией автомобилей, и отслужившие автомобили просто невозможно где-нибудь выбросить, можно сделать вывод, что в 2004 г. до 3,8 млн старых автомобилей ушли в Восточную Европу, Россию и другие развивающиеся страны, сняв тем самым часть экологических проблем с развитых стран Европы.

Что касается процедуры организации системы рециклинга и утилизации отслуживших свой срок автомобилей в странах ЕС, то она стандартная. Это сбор таких автомобилей с выдачей их владельцам сертификата об утилизации; слив всех эксплуатационных жидкостей; демонтаж экологически опасных компонентов (их перечень установлен Директивами ЕС), а также комплектующих, которые можно использовать для продажи как запасные части; передача "остатков" автомобиля на шредерную установку.

Предприятия, осуществляющие демонтаж автомобилей, должны иметь специальные лицензию и оборудование. В частности, водонепроницаемые площадки с резервуарами для сбора и раздельного хранения всех сливаемых жидкостей, отстойниками и очистителями; устройства для обработки и очистки воды в соответствии с санитарными нормами и нормами по защите окружающей среды; системы, обеспечивающие пожарную безопасность мест хранения использованных шин, полимеров и других автомобильных компонентов. И все они такое оборудование имеют. Причем в основном — давно известное, применяющееся в других отраслях промышленности. Но есть и специализированное. Это, прежде всего, шредер, который представляет собой крупную установку, где специальная молотковая дробилка сначала разбивает автомобиль на небольшие куски, т. е. превращает в размельченный материал, и одновременно сбивает с автомобиля краску, ржавчину, окалину и другие загрязнения. Затем методами магнитной, воздушной, "весовой", а также и ручной сепарации происходит разделение на черный, цветные металлы и легкие фракции, к которым относятся полимеры, обивка, стекло и т. д. Такие фракции (шредерные остатки) составляют 20—25 % массы автомобиля и подлежат, как правило, захоронению на свалках или сжиганию. Причем последнее считается предпочтительным, поскольку в среднем может быть получено до 1,7—1,9 МДж/кг энергии.

Но технологии утилизации развиваются: уже разработаны и начинают внедряться в практику высокоэффективные и экономически рентабельные технологии газификации отходов, позволяющие без сортировки перерабатывать практически любой органический бытовой мусор, пищевые отходы, а также автомобильные шредерные остатки в синтетические газы, из которых легко получается метанол.

Нельзя не отметить, что даже в самых современных полных цепочках утилизации отслуживших автомобилей экономически выгодны далеко не все их звенья. Особенно организация сбора и транспортирования экологически безопасного демонтажа. Поэтому во многих странах правительства, региональные и муниципальные органы власти принимают законодательные меры по ликвидации таких "узких мест". В частности, предоставляют налоговые льготы организаторам центров по приемке и утилизации отслуживших автомобилей. Определенную поддержку обязаны оказывать им также объединения производителей автомобилей и дилеры, для чего выработаны различные механизмы распределения ответственности между производителями автомобилей, поставщиками комплектующих изделий, владельцами старых автомобилей, предприятиями по утилизации и государственными органами власти. В числе таких механизмов разовая оплата утилизации владельцем либо при сдаче отслужившего свой срок автомобиля, либо при покупке нового (экологический налог на утилизацию); ежегодный налог на утилизацию, вносимый владельцем при техническом осмотре транспортного средства; обязательное финансирование утилизации автомобилей их производителями (импортерами) и т. д.

Такова зарубежная практика. Для России наиболее перспективным и целесообразным в долгосрочном плане механизмом, думается, следует считать небольшой ежегодный налог на владельцев автомобилей и обеспечение бесплатного приема старых автомобилей в специальных пунктах с выдачей свидетельств об их сдаче на утилизацию. Это своего рода стимул: владелец, сдавший автомобиль на утилизацию, прекращает уплату ежегодного налога.

Но такое решение — именно в долгосрочном плане. Реальная же ситуация с отслужившими свой срок автомобилями в России на протяжении многих лет не вызывала значительного беспокойства ни у населения, ни у правительства. Легковых автомобилей в нашей стране всегда было и все еще значительно меньше, чем в других промышленно развитых странах мира. Но в последние годы положение динамично меняется. Общий автомобильный парк и темпы продаж легковых автомобилей устойчиво растут. Например, только за 2004—2005 гг. — на 30 %. Причем половина зарегистрированных и состоящих на учете легковых автомобилей имеет возраст 10 лет и более. В результате брошенные автомобили, кузова, изношенные и поврежденные автомобильные компоненты можно встретить везде — во дворах домов, вдоль дорог, на неорганизованных свалках; при выполнении работ, связанных с ремонтом, техническим обслуживанием, мойкой идет накопление изношенных деталей — шин, аккумуляторных батарей, стекол, металлических и полимерных изделий, отработавшего масла и других эксплуатационных жидкостей, которые в лучшем случае просто вывозятся на свалки.

Причины такого положения очевидны: отсутствие у автовладельцев заинтересованности в сдаче, у промышленных предприятий — в сборе и переработке, а у субъектов Федерации — нормативно-правовой базы, стимулирующей и организующей работу системы по сбору и переработке непригодных к эксплуатации автомобилей и их компонентов. Более того, даже в регионах, где такие акты приняты (например, в Москве и Московской области), утилизации подвергаются только ~17—25 % старых автомобилей.

В ближайшие годы объемы отходов во всех регионах России в связи с ростом численности автомобильного парка возрастут. Скажем, по расчетам, для Москвы и Московской области в 2007 г. этот рост по черным и цветным металлам, пластмассам и автостеклу составит, по сравнению с 2002 г., 1,5 раза, антифризам — 1,4, нефтепродуктам и шинам — 1,2 раза.

В одобренной в 2002 г. "Концепции развития автомобильной промышленности России" записано: "В целях повышения экологической безопасности автомобилей в период их полного жизненного цикла решить вопросы законодательного, организационного и технологического обеспечения всей процедуры вторичного использования материалов и конструкций"; в приложении к постановлению правительства "О техническом регулировании в транспортном комплексе РФ" содержится перечень 14 специальных технических регламентов, которые подлежали первоочередной разработке и введению в действие в 2003—2004 гг., в том числе "Утилизация АТС, их составных частей и материалов". Но приказом № 214 от 22.07.2005 г. Минпромэнерго утвержден "План мероприятий по реализации приоритетных задач "Концепции развития автомобильной промышленности России", в котором данный регламент должен быть введен в действие лишь в 2007 г. Однако распоряжение правительства РФ от 29.05.2006 г. отодвинуло его разработку на 2008 г. То есть узаконено отставание по срокам. Зарубежный опыт говорит о настоятельной необходимости федерального закона, устанавливающего единые "правила игры" в сфере утилизации автомобилей на территории России, а также разработки на его основе системы "Авторециклинг", которая должна обеспечить решение как минимум шести задач: формирование и применение нормативно-правовой базы, регламентирующей деятельность всех участников данной системы, включая импортеров автомобилей зарубежного производства; развитие инфраструктуры сбора, транспортирования и переработки изношенных деталей и автомобилей; создание и реализация механизмов финансирования затрат, связанных с утилизацией автомобилей, ставших непригодными к эксплуатации; формирование требований к предприятиям, занимающимся утилизацией автомобилей (сертификация и лицензирование), а также к разработчикам и производителям отечественных и импортерам автомобилей зарубежного производства; создание и отлаживание системы контроля за выполнением положений федеральной программы "Авторециклинг".

Другого пути просто нет. И нужно, чтобы свою ответственность за реализацию данного пути поняли и приняли все — производители, потребители автомобильной техники, работники сервиса, строители дорог, нефтяники, металлурги, химики. И, не в последнюю очередь, — депутаты Государственной Думы и Правительство РФ, а также региональные и муниципальные органы законодательных и исполнительных органов власти.

## АМ-факты

В Санкт-Петербурге состоялась 9-я международная практическая конференция **«Технологии ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки».** Организаторы: научно-производственная фирма «Плазмацентр» и Санкт-Петербургский государственный политехнический университет.

Основные области знаний, рассматриваемые на конференции, относятся к различным технологиям диагностики и дефектации, мойки и очистки, восстановления заданной геометрии, упрочнения и восстановления свойств поверхности, механической обработки нанесенных покрытий, окраски и консервации, маслам, смазкам, присадкам, процессам трения и изнашивания, защите от коррозии, конструкционным и эксплуатационным методам повышения долговечности различных деталей и изделий.

Отличительная особенность проводимых конференций — их практическая направленность, возможность обмена опытом, нахождение исполнителей для внедрения новейших процессов ремонта, демонстрация и проведение вместе с участниками упрочнения и нанесения покрытий на изделия, привезенные на конференцию.

В работе конференции приняли участие специалисты крупнейших российских промышленных организаций, таких как, ГКНПЦ им. Хруничева, "Салют", "Иркут", "Пермские моторы", "Протон", "Красный Октябрь", Уфимское агрегатное производственное объединение, ГАЗ, КамАЗ, Чусовской металлургический завод, "Камкабель", Уральский научно-технологический комплекс, Уральский электрохимический комбинат, Барнаульский патронный завод, Тульский патронный завод, Коломенский завод, Электрохимприбор, Салаватнефтеоргсинтез, КуйбышевАзот, "Монди Бизнес Пейпа", Челябинский трубопрокатный завод, "Трубодеталь" и многие другие. На конференцию приехали специалисты предприятий стран СНГ: с Украины — из Запорожья, Днепропетровска, Луганска и Мариуполя, из Белоруссии — Минска и Барановичей, из Казахстана — Петропавловска и Степногорска.

На конференции было заслушано более 60 докладов. Среди выступающих — представители Москвы, Санкт-Петербурга, Екатеринбурга, Белгорода, Воронежа, Кирова, Волгограда, Нижнего Тагила, Твери, Ростова-на-Дону, Новосибирска, Тюмени, Уфы, Читы и др. Страны СНГ представляли докладчики из Кировограда, Луганска, Мариуполя, Минска, Кишинева и Еревана. Из дальнего зарубежья — из Нидерландов и Германии. Каждая организация, представившая доклад, была отмечена почетным дипломом, представителям промышленности выдавались свидетельства о повышении квалификации в области знаний технологий ремонта.

Материалы конференции изданы двухтомным сборником (950 стр.). В сборник материалов вошли доклады специалистов России, Украины, Беларуси, Казахстана, Молдовы, Азербайджана и Армении. На конференции также распространялся диск с докладами всех предшествующих (с 2001 г.) и настоящей конференций, проводимых НПФ «Плазмацентр» по данной тематике.

Традиционно для участников конференции было организовано посещение промышленных участков по восстановлению и нанесению функциональных покрытий с использованием технологий газотермического напыления и наплавки. На выставочных площадях демонстрировалось новое поколение оборудования, разработанное специалистами НПФ «Плазмацентр» для финишного плазменного упрочнения инструмента и деталей технологической оснастки.

В рамках конференции прошла школа-семинар «Все методы повышения стойкости инструмента, штампов, пресс-форм и другой технологической оснастки», на которой рассказывалось практически обо всех известных в России и за рубежом технологиях упрочнения инструмента и оснастки, продемонстрирован в работе новый процесс финишного плазменного упрочнения с нанесением алмазоподобного покрытия, способный за несколько минут обработки изделий многократно повысить их стойкость. Во время работы школы-семинара производилось упрочнение привезенного слушателями инструмента и технологической оснастки.

●

В Москве прошла одна из крупнейших российских выставок автобусной, грузовой и специальной автомобильной техники – **Восьмая Международная специализированная выставка "Комтранс".**

Как и в прежние годы, она собрала ведущих производителей и поставщиков автомобилей, оборудования и услуг, в том числе – крупнейших иностранных и отечественных производителей автомобильной техники. В выставке приняли участие более 230 фирм (в 2006 году — 172).

Многие фирмы избрали "Комтранс-2007" местом для презентаций своих новых моделей в России. Так, впервые были представлены: туристический автобус "Мерседес-Бенц Туризмо15RHD" нового поколения, обновленный модельный ряд "Вольво" (FM, FL и FE), новая гамма грузовых автомобилей "Рено Ландер",туристический автобус "Неоплан Старлайнер" и автобус для междугородных перевозок "МАН Лион", новый легкий фургон "ИВЕКО Дейли 50C15VH", междугородный автобус "Скания Омни Лайн" и самосвал новой концепции "Скания P380CB6x4EHZ", сделанный специально для России.

В рамках выставки прошла церемония награждения победителей конкурса "Лучший коммерческий автомобиль". В номинации "Отечественный грузовик": I место — КамАЗ-4308, II место — "Урал-63674", III место — МАЗ-4371. "Зарубежный грузовик": I место — "Скания Грифин Спейс", II место — "Рено Премиум Восток-3", III место — "Хёндэ-HD78". "Зарубежный фургон": I место — "Мерседес-Бенц Спринтер", II место — "Форд Транзит", III место — "Фиат Добло". "Отечественный автобус": I место — МАЗ-171, II место — МАЗ-251, III место — ГолАЗ-6228. Специальный приз "За успехи в освоении российского рынка": I место — ООО "ТагАЗ", II место — ОАО "КамАЗ", III место — "Скания-Питер". "Перспектива года": I место — ГАЗ-2332, II место — "Волжанин-527006", III место — МАЗ-447131.

# КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.018

## Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний

Доктора техн. наук А.Л. КАРУНИН и С.В. БАХМУТОВ;
канд. техн. наук В.В. СЕЛИФОНОВ и М.Е. ВАЙСБЛЮМ;
Е.Е. БАУЛИНА, К.Е. КАРПУХИН

МГТУ "МАМИ", НИЦИАМТ

В МГТУ "МАМИ" совместно с ФГУП НПП "Квант" создан экспериментальный автомобиль УАЗ-3153 с комбинированной силовой установкой (КСУ) ("АП", 2006, № 7). И он прошел два вида испытаний в НИЦИАМТе — стендовые и дорожные. Их особенности и результаты рассматриваются ниже.

Задачей стендовых испытаний было определение топливной экономичности и токсичности отработавших газов данного автомобиля. Проводили их, как обычно, в соответствии с Правилами № 83 ЕЭК ООН, т. е. по городскому циклу. Правда, не по всему циклу, а лишь по первой его части, поскольку именно она представляет наибольший интерес для сопоставления различных схем КСУ и режимов их работы. Такой цикл состоит из четырех повторов простых (рис. 1)

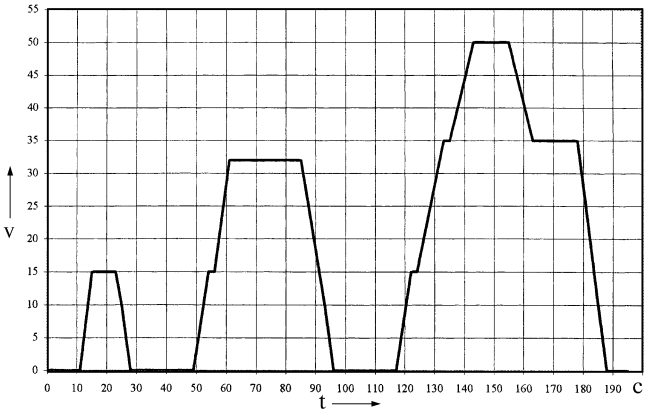



*Рис. 1. Простой городской цикл испытаний автомобиля УАЗ-3153 с КСУ*

Таблица 1

| № операции | Содержание операции | Ускорение, м/с$^2$ | Скорость, км/ч | Номер передачи в коробке передач | Продолжительность операции, с | Общее время, с, от начала цикла |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | Остановка | 0,00 | 0 | Нейтраль | 11 | 11 |
| 2 | Ускорение | 1,04 | 0—15 | I | 4 | 15 |
| 3 | Движение с постоянной скоростью | 0,00 | 15 | I | 8 | 23 |
| 4 | Замедление | −0,83 | 15—0 | I | 5 | 28 |
| 5 | Остановка | 0,00 | 0 | Нейтраль | 21 | 49 |
| 6 | Ускорение | 0,69 | 0—15 | I | 6 | 55 |
| 7 | Ускорение | 0,79 | 15—32 | II | 6 | 61 |
| 8 | Движение с постоянной скоростью | 0,00 | 32 | II | 24 | 85 |
| 9 | Замедление | −0,81 | 32—0 | II | 11 | 96 |
| 10 | Остановка | 0,00 | 0 | Нейтраль | 21 | 117 |
| 11 | Ускорение | 0,69 | 0—15 | I | 6 | 123 |
| 12 | Ускорение | 0,51 | 15—35 | II | 11 | 134 |
| 13 | Ускорение | 0,46 | 35—50 | III | 9 | 143 |
| 14 | Движение с постоянной скоростью | 0,00 | 50 | III | 12 | 155 |
| 15 | Замедление | −0,52 | 50—35 | III | 8 | 163 |
| 16 | Движение с постоянной скоростью | 0,00 | 35 | III | 15 | 178 |
| 17 | Замедление | −0,97 | 35—0 | II | 10 | 188 |
| 18 | Остановка | 0,00 | 0 | Нейтраль | 7 | 195 |

циклов продолжительностью 195 с каждый. При этом общая его продолжительность составляет 780 с и включает он 18 операций (табл. 1).

Поскольку испытательный стенд НИЦИАМТа не ориентирован на полноприводные автомобили, то он позволил реализовать только одну из возможных схем привода экспериментального автомобиля — параллельный задний привод. ДВС при этом работал по характеристике минимальных удельных расходов топлива, избыток мощности, развиваемый им, направлялся через генератор в накопитель. На режимах же повышенного расхода топлива и увеличенного содержания вредных выбросов с отработавшими газами (холостой ход, разгон до невысоких скоростей, торможение двигателем) ДВС выключался.

Испытания выявили следующее.

Так как первая часть простого цикла характеризуется невысокой скоростью, ее рациональнее проходить на тяговом электродвигателе (ТЭД).

Во второй его части движение на ТЭД целесообразно только на фазе разгона, поскольку в дальнейшем нужно восполнить запасы энергии, затраченные при движении в электрорежиме; в фазе равномерного движения должен работать только ДВС, причем по характеристике минимальных удельных расходов, а избыток энергии направлять через ТЭД (режим генератора) в накопитель.

В фазе торможения ДВС следует выключать, а рекуперируемую энергию направлять в накопитель.

В третьей части простого цикла автомобиль до 35 км/ч рекомендуется разгонять на ТЭД, а в дальнейшем, до 50 км/ч, на ДВС, так как ТЭД не обеспечивает требуемое ускорение. Но ДВС должен работать по характеристике минимальных удельных расходов топлива. При этом избыток энергии через генератор переходит в накопитель.

Равномерное движение третьей части цикла осуществляется на ДВС с рекуперацией энергии (ТЭД — в режиме генератора), замедление — в режиме генератора. На следующем же участке ($v$ = 35 км/ч) равномерного движения этой части простого цикла ТЭД может работать как в режиме тягового электродвигателя, так и в режиме генератора, при последнем замедлении — в режиме генератора.

Кроме того, установлено, что во всех частях цикла при движении на ДВС в коробке передач может быть включена либо третья, либо четвертая передача. Но при равномерном движении на третьей передаче запас мощности ДВС больше, поэтому можно зарядить накопитель за меньшее время, т. е. время работы ДВС в цикле будет меньше. Однако чем больше запас мощности, тем больше удельный расход топлива, что может привести к повышенному путевому его расходу. Следовательно, при испытаниях нужно определить время дополнительной работы ДВС в цикле, как на третьей, так и четвертой передачах, а затем находить величину оптимального путевого расхода топлива.

Таким образом, можно считать установленным, что при стендовых испытаниях УАЗ-3153 на режимах равномерного движения со скоростью 35 км/ч вполне допустимы следующие три режима работы КСУ: на ТЭД; на ДВС при третьей передаче в коробке передач; на ДВС при четвертой передаче в коробке передач.

Расход топлива автомобиля определяли двумя способами: прямым (по расходомеру) и косвенным (вычислением по показаниям газоанализатора). Полученные при этом результаты приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Силовая установка, режим ее работы | Выбросы вредных веществ, г/км | | | | Путевой расход топлива, л/100 км | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | CO | CH | $NO_x$ | $CO_2$ | по газовому анализу | по расходомеру |
| Штатная | 17,8 | 3,43 | 3,88 | 383 | 18,8 | 20,45 |
| КСУ; равномерное движение при 35 км/ч на ТЭД | 5,3 | 1,51 | 3,92 | 211 | 9,5 | 10,50 |
| КСУ; равномерное движение при 35 км/ч на ДВС и третьей передаче | 7,5 | 1,21 | 5,2 | 225 | 10,2 | 10,45 |
| КСУ; равномерное движение при 35 км/ч на ДВС и четвертой передаче | 9,23 | 2,1 | 3,9 | 218 | 10,1 | 10,76 |

Вместе с тем следует иметь в виду, что для стендовых испытаний автомобилей с КСУ приняты Правила № 101 ЕЭК ООН. При наличии дефицита электрической энергии в городском цикле этими Правилами предусмотрена коррекция показаний расхода топлива с учетом величины дефицита электрической энергии, при которой по формуле:

$$K_т = \frac{n\sum Q_i C_i - \sum Q_i \sum C_i}{n\sum Q_i^2 - (\sum Q_i)^2}$$

подсчитывают корректирующий коэффициент $K_т$, а затем по формуле $C_0 = C - K_т Q$ измеренный в ходе испытаний расход $C$ топлива приводится к расходу $C_0$, соответствующему нулевому электроэнергетическому балансу. (В данных формулах: $C_i$ — расход топлива, измеряемый при $i$-м испытании, проведенном заводом-изготовителем; $Q_i$ — электроэнергетический баланс, измеряемый при $i$-м испытании, проведенном заводом-изготовителем; $n$ — число данных; $Q$ — электроэнергетический баланс, измеряемый при испытании.)

Значения рассчитанных для режима равномерного движения при $v$ = 35 км/ч на четвертой передаче в соответствии с требованиями Правил № 101 ЕЭК ООН приведенных путевых расходов топлива с учетом замеренной в процессе испытаний разницы между энергией, потребленной электродвигателем, и энергией, возвращенной в накопитель генератором, представлены в табл. 3.

Но нельзя не отметить, что методика Правил № 101 расчета приведенного расхода топлива может дать ошибочные результаты и даже очевидные несуразности.

Например, если на автомобиле с КСУ применить накопители энергии, способные потреблять большие (свыше 100 А) токи, то понятно, что они дадут возможность увеличить величину рекуперируемой энергии торможения и вследствие этого существенно сократить дефицит электрической энергии в цикле. Однако такое сокращение при расчете приведенного расхода топлива по формулам Правила № 101 увеличивает величину коэффициента $K_т$ и, как следствие, приведенный расход $C_0$ топлива. Что противоречит здравому смыслу.

Таблица 3

| № замера | $C_i$, л/100 км | $Q_i$, А·ч | $K_т$, л/100 км/А·ч | $C_0$, л/100 км |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 11,53 | −0,225 | 3,74 | 12,37 |
| 2 | 9,64 | −0,734 | | 12,39 |
| 3 | 10,93 | −0,400 | | 12,43 |
| 4 | 10,93 | −0,400 | | 12,43 |

Таблица 4

| № замера | $C_i$, л/100 км | $Q_i$, А·ч | $K_т$, л/100 км/А·ч | $C_0$, л/100 км |
|---|---|---|---|---|
| 1 | 11,53 | −0,100 | 149,06 | 26,43 |
| 2 | 9,64 | −0,110 | | 26,04 |
| 3 | 10,93 | −0,100 | | 25,84 |
| 4 | 10,93 | −0,100 | | 25,84 |

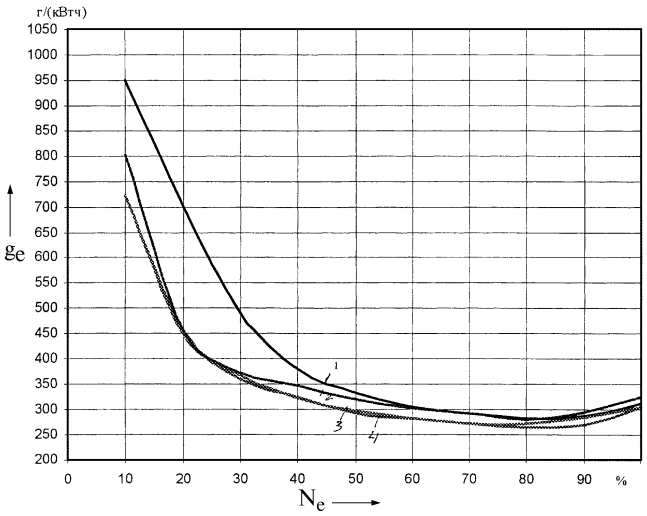



*Рис. 2. Нагрузочная характеристика двигателя УМЗ-4218.10:*
*1* — при $n$ = 1500 мин$^{-1}$; *2* — при $n$ = 2000 мин$^{-1}$; *3* — при $n$ = 3000 мин$^{-1}$; *4* — при $n$ = 4000 мин$^{-1}$

В табл. 4 даны расчеты приведенного расхода топлива автомобиля с теми же расходами $C_i$ топлива, что и в случае с испытываемым автомобилем (см. табл. 3), но с уменьшенным до минимума (0,1 А·ч, или 43,2 кВт·с) дефицитом электроэнергии. Как видим, получается, что $C_0$ оказывается значительно выше, чем в реальном случае, что тоже противоречит здравому смыслу.

Отсюда вывод: методика испытаний, зафиксированная в Правилах № 101 ЕЭК ООН, нуждается в уточнении. Что это за уточнения, видно из методики определения топливной экономичности автомобилей с КСУ по Правилам № 83 и 101, разработанной МГТУ "МАМИ" и НИЦИАМТом на основе рассмотренных выше результатов стендовых испытаний автомобиля УАЗ-3153 с КСУ.

Данная методика исходит из того, что главная задача стендовых испытаний — определение баланса электрической энергии. Он, очевидно, равен нулю, если энергия, потребляемая из накопителя, равна энергии, рекуперируемой генератором. В свою очередь, потребляемая или рекуперируемая энергия равна произведению силы тока на напряжение и время. Но так как сила тока в тяговом режиме и при рекуперации переменная, то все время записи разбивается на элементарные отрезки, на которых величину силы тока можно принять постоянной, средней для данного участка.

Далее. При отрицательном балансе недостаток электроэнергии можно компенсировать работой ДВС. Причем топливо, затраченное на такую компенсацию, необходимо, что тоже очевидно, прибавить к измеренному расходу топлива в простом городском цикле.

Расчет этого дополнительного количества топлива можно вести по следующей схеме.

Примем, что при компенсации недостатка электрической энергии ДВС работает по характеристике ми-

нимальных удельных расходов. На автомобиле с КСУ и механической ступенчатой коробкой передач вполне допустимо считать, что частота вращения коленчатого вала двигателя изменяется в достаточно узком диапазоне. Следовательно, в этом диапазоне частот удельные расходы топлива также изменяются незначительно.

Для двигателя УМЗ-4218.10 — в диапазоне 260—300 г/(кВт·ч), или 191—221 г/[(л. с.·ч)]. В этом случае допустимо принять средний удельный расход $g_{e_{ср}}$ топлива на этапе компенсации дефицита электрической энергии равным 280 г/кВт·ч (рис. 2, на котором приведена нагрузочная характеристика ДВС).

Если дефицит электрической энергии $\Delta E$, выраженный в кВт·ч, умножить на принятый средний удельный расход топлива, получаем количество топлива $\Delta Q$, которое следует прибавить к количеству топлива $Q_ц$, израсходованного при движении в простом городском цикле.

Так, при испытании автомобиля УАЗ-3153 с КСУ установлено, что дефицит электрической энергии $\Delta E$ за 195 с простого городского цикла составил в среднем 0,694 А·ч (300 кВт·с); измеренный за цикл расход $Q_ц$ — 110 см$^3$. Тогда при $g_{e_{ср}}$ = 280 г/(кВт·ч) количество $\Delta Q$ дополнительного топлива, необходимого для компенсации полученного дефицита электрической энергии, получается следующим: $\Delta Q = g_{e_{ср}} \Delta E/3600 =$ $= 280 \cdot 300/3600 = 23{,}3$ г (31,9 см$^3$).

Таким образом, эквивалентный расход топлива в городском цикле будет: $Q_0 = Q_ц + \Delta Q = 110 + 31{,}9 =$ $= 141{,}9$ см$^3$, или 12,9 л/ 100 км.

Если, как в рассмотренном выше примере, принять недостаток энергии в 0,1 А·ч (43,2 кВт·с), то количество дополнительного топлива составит 3,36 г (4,6 см$^3$), а эквивалентный расход топлива в городском цикле — $Q_0 = Q_ц + \Delta Q = 110 + 4{,}6 = 114{,}6$ см$^3$, или 10,5 л/100 км.

Таблица 5

| Параметры расхода топлива | ДВС | КСУ; раздельный привод; движение на третьей передаче | КСУ; раздельный привод; движение на третьей и четвертой передачах | КСУ; задний привод; движение на третьей и четвертой передачах | КСУ; блокированный привод; движение на третьей и четвертой передачах |
|---|---|---|---|---|---|
| $Q_{s_{гц}}$, л/100 км | 20,074 | 15,60 | 14,80 | 15,10 | 14,925 |
| Разница: | | | | | |
| л/100 км | | 4,47 | 5,274 | 4,974 | 5,1 |
| % | | 22,29 | 26,27 | 24,78 | 25,65 |

Как видно из примеров, предлагаемая методика реально учитывает снижение эквивалентного расхода топлива при уменьшении дефицита электроэнергии.

Были проведены также, как уже упоминалось, и дорожные испытания автомобиля УАЗ-3153 с КСУ. В их ходе замерялся расход топлива в городском цикле при движении с разными схемами КСУ. Их результаты — в табл. 5. Они говорят о том, что КСУ обеспечивает существенную экономию топлива, значительно снижает экологически вредные выбросы, уменьшает суммарное время работы ДВС, особенно в местах вынужденной остановки при движении в режиме городского цикла, что положительно сказывается на потребительских качествах таких АТС, делает их, несмотря на более высокую себестоимость, конкурентоспособными по отношению к обычным автомобилям.

---

УДК 662.6/.8

# Биотоплива для дизелей: впрыскивание и распыливание

Доктора техн. наук В.А. МАРКОВ и С.Н. ДЕВЯНИН,
Д.А. КОРШУНОВ, О.В. ДРОБЫШЕВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана,
МГАУ имени В.П. Горячкина, АЗПИ

О достоинствах масел растительного происхождения и их преимуществах по отношению к дизельному топливу много. Однако что касается перехода с дизельного топлива на такие масла с чисто технической точки зрения, то здесь далеко не все ясно. Более того, существует множество проблем.

Так, возьмем рапсовое масло, которое считается наиболее перспективной альтернативой дизельному топливу.

При переходе на это топливо получается, что из-за его высоких вязкости и коэффициента поверхностного натяжения уменьшается угол раскрытия топливного факела форсунок и ухудшается мелкость распыливания (увеличивается средний диаметр капель), повышается максимальное давление впрыскивания, а действительный момент начала впрыскивания смещается при этом в сторону больших углов опережения впрыскивания.

Все перечисленное означает, что при переходе с дизельного топлива на "масляное" нужно принимать меры по улучшению качества процессов подачи топлива, его распыливания и смесеобразования. И в первую очередь — совершенствовать конструкции распылителей форсунок, а также применять смесевые биотоплива.

Рассмотрим эти мероприятия подробнее.

Одним из наиболее значимых конструктивных параметров форсунок является, как известно, расположение ее распыливающих отверстий. Но на современных дизелях применяют, это тоже хорошо известно, лишь два типа форсунок — с распылителями, у которых входные кромки распыливающих отверстий расположены либо в объеме полости под иглой (в колодце распылителя), либо на запирающем конусе седла иглы.

С точки зрения качества распыливания топлива более эффективны, как показали исследования, распы-

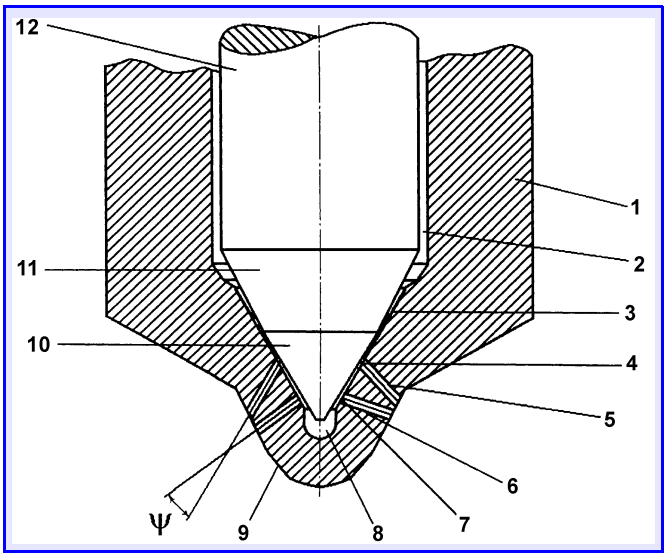



*Рис. 1. Схема распылителя форсунки:*
*1* — корпус; *2* — цилиндрическая полость корпуса; *3* — коническая запорная поверхность; *4* и *7* — входные кромки распыливающих отверстий; *5* и *6* — распыливающие отверстия; *8* — подыгольная полость; *9* — носок распылителя; *10* — коническая запорная часть иглы; *11* — коническая часть иглы; *12* — игла

лители с выходом распыливающих отверстий на запирающий конус седла иглы, т. е. распылители второго типа: они обеспечивают больший объем (пушистость) струи топлива. Причина — относительно низкая эффективная площадь ($\mu_p f_p$) проходного сечения распылителя, особенно при малых подъемах иглы. Поэтому при переводе дизеля с форсунок первого типа на форсунки второго типа отмечается, что содержание несгоревших углеводородов в отработавших газах снижается в 3—4 раза. Почему — известно: при использовании распылителей первого типа топливо, находящееся в подыгольной полости форсунки, выпаривается или выдувается в камеру сгорания и не успевает полностью сгореть в ней.

У форсунок с распылителями второго типа этого нет. Кроме того, они при посадке иглы на седло в камеру сгорания впрыскивают меньше топлива при более высоких давлениях (топливо получает дополнительный импульс и при топливоподаче лучше распыливается). Тем не менее и они не всегда обеспечивают требуемые показатели качества процесса смесеобразования при работе дизеля на растительных маслах и топливах на их основе. Отсюда вывод: для этого нужен распылитель принципиально новой конструкции. И он создан. Его схема приведена на рис. 1.

Данный распылитель содержит корпус *1* с цилиндрической полостью *2*, конической запорной поверхностью *3*, носком *9*, подыгольной полостью *8* и несколькими (*5* и *6*) распыливающими отверстиями, выполненными попарно и расположенными равномерно по поверхности носка. При этом оси распыливающих отверстий находятся в плоскости, проходящей через ось цилиндрической полости корпуса под углом $\psi$ друг к другу. Входные кромки *4* и *7* распыливающих отверстий размещаются на конической запорной поверхности *3* корпуса. Игла *12* распылителя подпружинена в корпусе и имеет конические поверхность *11* и запорную часть *10*, сопрягающуюся с конической запорной поверхностью *3* корпуса.

Топливо от ТНВД по нагнетательному топливопроводу подается к форсунке и по каналам, выполненным в корпусе, поступает в цилиндрическую полость *2* и воздействует на коническую поверхность *11* иглы *12*. В результате, последняя поднимается вверх, преодолевая усилие пружины. При этом между конической запорной частью *10* иглы и конической запорной поверхностью *3* корпуса образуется кольцевая щель, по которой топливо поступает к входным кромкам *4* и *7* распыливающих отверстий *5* и *6*, а далее — в камеру сгорания дизеля. Причем каждое из отверстий формирует свою струю топлива. Данные струи, поскольку оси спаренных отверстий пересекаются под углом $\psi$, сталкиваются на некотором расстоянии от поверхности носка *9* распылителя, дополнительно турбулизуясь и образуя одну общую струю большего объема. Причем ее длина несколько меньше струи топлива, формируемой одним распыливающим отверстием, эффективное проходное сечение которого равно сумме эффективных проходных сечений распыливающих отверстий *5* и *6*.

В соответствии с рассмотренной выше конструктивной схемой на Алтайском заводе прецизионных изделий изготовили распылители, параметры и геометрические размеры которых приведены в табл. 1. В нее же, для сравнения, включены аналогичные данные по распылителям второго типа DOP 119S 534 фирмы "Моторпаль".

Для оценки экономических и экологических показателей дизеля, оснащенного форсунками с распылителем, изображенным на рис. 1, провели натурные испытания, объектом которых стал дизель Д-245 12С Минского моторного завода, который, как известно, оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов и ТНВД мод. PP4M10U1 чешской фирмы "Моторпаль" (диаметр плунжеров — 10 мм, их ход — 10 мм). Форсунки ФДМ-22 производства ОАО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс) поочередно оснащались штат-

| Модель распылителя | Распыливающие отверстия | | | Максимальный подъем иглы, мм | Суммарная эффективная площадь отверстий, мм | Угол расположения отверстия относительно | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | число | номер | диаметр, мм | | | штифта | оси распылителя |
| Мотор-паль DOP 119S 534 | 5 | 1 | 0,34 | 0,30 | 0,25 | 8 | 63,5 |
| | | 2 | То же | То же | То же | 90 | 72,0 |
| | | 3 | " | " | " | 172 | 63,0 |
| | | 4 | " | " | " | 237 | 52,5 |
| | | 5 | " | " | " | 303 | 53,5 |
| АЗПИ | 10 | 1 | 0,25 | 0,31 | 0,27 | 8 | 67/36 |
| | | 2 | То же | То же | То же | 90 | 75/45 |
| | | 3 | " | " | " | 172 | 67/36 |
| | | 4 | " | " | " | 237 | 55/30 |
| | | 5 | " | " | " | 303 | 55/30 |

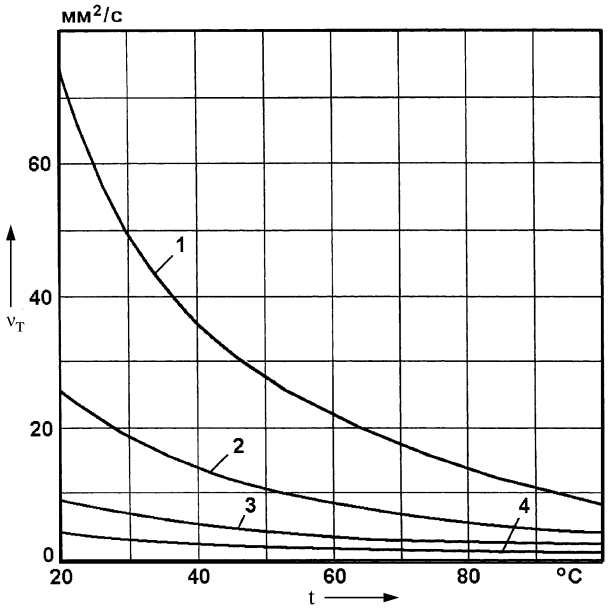



*Рис. 2. Вязкостно-температурные характеристики топлив:*
*1* — рапсовое масло; *2* — смесь, состоящая из 50 % рапсового масла и 50 % дизельного топлива; *3* — смесь, состоящая из 20 % рапсового масла и 80 % дизельного топлива; *4* — зимнее дизельное топливо

ными распылителями (DOP 119S534 фирмы "Моторпаль") и распылителями АЗПИ, которые были отрегулированы на давление начала впрыскивания, равное 21,5 МПа (215 кгс/см$^2$). В итоге удалось установить, что разработанная на Алтайском заводе прецизионных изделий и при участии МГТУ имени Н.Э. Баумана конструкция распылителя обеспечивает работу дизеля на чистом рапсовом масле. При этом из-за повышенного содержания в нем смолистых веществ наблюдается повышенное количество углеродистых отложений на поверхностях деталей, образующих камеру сгорания, и закоксовывание сопловых отверстий распылителей форсунок. Если же использовать смеси рапсового масла с дизельным топливом, удовлетворяющие требованиям ГОСТ 305—82 по этому показателю, то опасаться образования отложений основания нет.

Еще одна проблема, возникающая при работе дизеля на рапсовом масле, связана с повышенной его вязкостью. Дело в том, что вязкостно-температурные характеристики (рис. 2) используемого рапсового масла свидетельствуют о том, что даже при температуре 293 К, или 20 °С, вязкость этого масла на порядок выше, чем у стандартного дизельного топлива (соответственно 75 и 3,8 мм$^2$/с). Существенно меньшей вязкостью обладают его смеси с дизельным топливом. Смесь, содержащая 80 % (по объему) дизельного топлива и 20 % рапсового масла, при той же нормальной температуре составляет 9 мм$^2$/с, а при температуре 313 К (40 °С), характерной для условий систем топливоподачи дизелей, снижается до $\nu_т$ = 5 мм$^2$/с, что соизмеримо с вязкостью чистого дизельного топлива (в соответствии с ГОСТ 305—82 вязкость летнего дизельного топлива должна быть равна 3÷6 мм$^2$/с).

Таким образом, поскольку рапсовое масло по своим физико-химическим свойствам отличается от стандартных дизельных топлив, целесообразно применять смесевое биотопливо. Причем наилучший вариант такой смеси — 80 % дизельного топлива и 20 % рапсового масла.

(*Окончание следует.*)

---

УДК 629.621.431.62-57

# ДВУХЭТАПНЫЙ ПУСК ДВС ЭЛЕКТРОСТАРТЕРОМ

Канд. техн. наук С.Б. АДЖИМАНБЕТОВ

Горский ГАУ

Традиционный пуск ДВС — это прокрутка системы "двигатель—стартер" после зацепления привода электростартера с венцом маховика. А пуск, как известно, требует высокой отдачи от аккумулятора и стартера, особенно в зимний период. Дело в том, что в качестве стартера используется электродвигатель постоянного тока последовательного или смешанного возбуждения с "мягкой" механической характеристикой. Поэтому колебания момента $M_{с_{дв}}$ сопротивления ДВС приводят к периодическим изменениям угловой скорости коленчатого вала, вызывая появление динамического (инерционного) момента, что отрицательно влияет на качество пуска.

Все это хорошо видно из уравнения моментов при пуске:

$$M'_{ст} = M_{с_{дв}} + J'_{дв}\frac{d\omega}{dt} + \frac{\omega^2}{2}\frac{dJ'_{дв}}{d\alpha} + J'_{я}\frac{d\omega}{dt}.$$

(В нем $M'_{ст}$ — приведенный к коленчатому валу ДВС крутящий момент, создаваемый стартером; $J'_{дв}$ — момент инерции вращающихся частей ДВС, приведенный к коленчатому валу; $\omega$ — угловая скорость вращения коленчатого вала; $\alpha = \omega t$ — его угол поворота; $J'_{я}$ — момент инерции якоря стартера, приведенный к коленчатому валу.) Кроме того, угол $\alpha$ можно считать пропорциональным времени и, значит, момент сопротивления и момент инерции ДВС тоже изменяются в зависимости от времени по закону $M_{с_{дв}} = M_о + M_{с_а}\sin\nu t$, где $M_о$ — постоянная составляющая момента сопротивления; $M_{с_а}$ — амплитуда колебания переменной составляющей момента сопротивления; $\nu = 2\pi/T_ц$ — частота колебаний переменной составляющей момента сопротивления.

Даже беглый взгляд на приведенные выше уравнения показывает: для облегчения пуска ДВС и снижения связанных с ним энергетических затрат правые части уравнений желательно уменьшить. Причем возможности такого уменьшения, в принципе, есть как у двигателистов, так и у электриков. В частности, последние могут применять двухэтапный пуск ДВС. То

есть пуск, когда сначала запускается вхолостую электростартер, а затем крутящий его момент плавно, через муфту передается ДВС. Очевидно, что при данном варианте стартер может развить мощность $N_{ст}$, достаточную для раскрутки коленчатого вала, при небольшом крутящем моменте. Следовательно, без нагрузок на аккумуляторную батарею. Ведь $N_{e_{ст}} = M_{ст}\omega_{ст}$. Значит, в качестве стартера можно использовать электродвигатель с параллельным возбуждением, который имеет более "жесткую" механическую характеристику, значительно снижающую неравномерность вращения коленчатого вала и тем самым — повышающую надежность пуска.

Все это иллюстрирует рис. 1, на котором приведены механические характеристики двигателей постоянного тока последовательного (кривая *1*) и параллельного (прямая *2*) возбуждения, а также момент сопротивления ДВС при пуске (кривая *3*). Кроме того, такой электродвигатель можно использовать не только в стартерном, но и в генераторном режиме, т. е. как стартер-генератор.

При двухэтапном пуске последний член первого из приведенных выше уравнений, $J'_{я}\frac{d\omega}{dt}$, как нагрузка для стартера при пуске отсутствует и переходит в левую сторону, т. е. суммируется с $M'_{ст}$ и помогает пуску. Причем эта помощь тем больше, чем больше промежуточных звеньев между стартером и ДВС (редуктор, муфта и т. п.). И если сравнивать одноэтапный классический пуск с двухэтапным, то во втором случае получается снижение энергетических затрат $W$, равное двукратной величине кинетической энергии $W_{я}$ вращающегося якоря стартера и промежуточных звеньев. То есть можно записать: $\Delta W = 2W_{я} = J_{я}\omega_{я}^2$. Зная этот энергетический выигрыш, определим запас $\Delta N_{ст}$ мощности стартера, приобретаемый при двухэтапном пуске:

$$\Delta N_{ст} = \frac{dW}{dt} = 2J_{я}\omega_{я}\frac{d\omega_{я}}{dt}$$

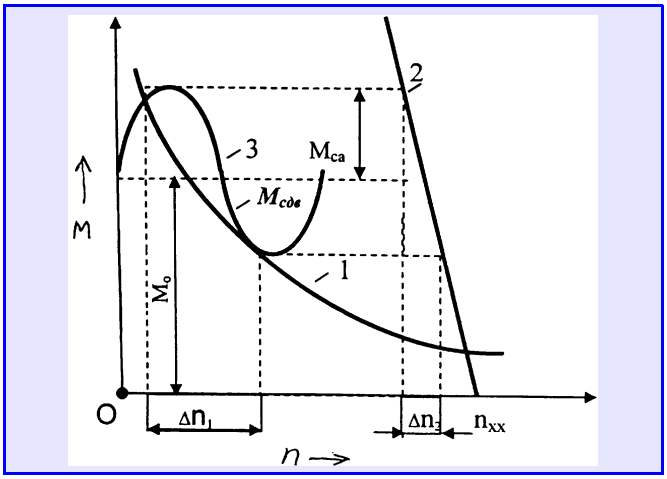



*Рис. 1. Механические "жесткостные" характеристики электродвигателей постоянного тока:*
*1* — с последовательным возбуждением; *2* — параллельного возбуждения; *3* — момент сопротивления ДВС при пуске

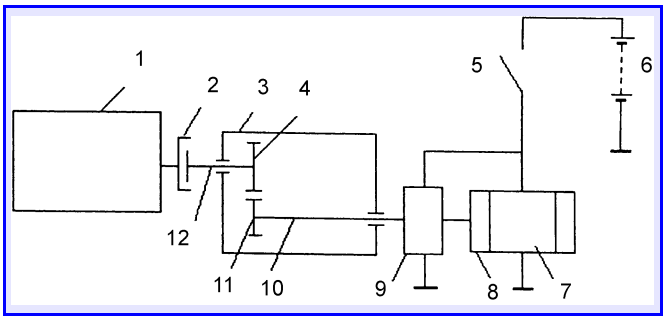



*Рис. 2. Система двухступенчатого пуска ДВС:*
*1* — ДВС; *2* — сцепление; *3* — коробка передач; *4* и *11* — зубчатые колеса; *5* — выключатель стартера (замок зажигания); *6* — аккумуляторная батарея; *7* — электростартер; *8* — редуктор электростартера; *9* — электромагнитная муфта; *10* — промежуточный вал коробки передач; *12* — входной вал

Таково чисто теоретическое решение задачи. Вариант его практической реализации показан на рис. 2. И заключается он в следующем.

Электростартер *7* с редуктором *8* через электромагнитную муфту *9* присоединен к промежуточному валу *10* коробки передач *3* транспортного средства. Такое подключение электростартера обеспечивает двухступенчатый плавный пуск ДВС через штатную муфту сцепления *2* транспортного средства и дает большой энергетический выигрыш при пуске за счет использования моментов инерции якоря стартера и промежуточных звеньев.

Работает система таким образом.

Для пуска двигателя рычаг коробки передач *3* устанавливают в нейтральное положение и выжимают муфту сцепления *2*. Затем выключателем *5* запитывают от аккумуляторной батареи *6* электростартер *7* и электромагнитную муфту *9*. В итоге вращение от стартера через промежуточный вал *10* коробки передач и зубчатые колеса *4* и *11* передается ее первичному валу *12*. Водитель, плавно отпуская педаль сцепления, включает муфту сцепления *2*, и двигатель *1* запускается. После чего выключатель *5* размыкается, электромагнитная муфта *9* и электростартер *7* отключаются.

Таким образом, система двухэтапного пуска ДВС транспортного средства имеет, как минимум пять неоспоримых преимуществ перед традиционными системами. Во-первых, электростартер при пуске получает дополнительную энергию в виде кинетической энергии своего вращающегося якоря и промежуточных звеньев; во-вторых, она дает возможность использовать электродвигатель постоянного тока с параллельным возбуждением, имеющий более "жесткую" механическую характеристику и обеспечивающий более равномерное вращение коленчатого вала; в-третьих, стартер и аккумуляторная батарея работают в менее напряженном режиме, чем при традиционном пуске, что повышает их ресурс; в-четвертых, стартер при таком способе пуска можно использовать в качестве генератора и обойтись одной электрической машиной; в-пятых, эту электрическую машину можно применять в режиме генераторного торможения, т. е. для подзаряда аккумуляторной батареи.

УДК 629.1.036

# Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы

Д-р техн. наук И.В. БАЛАБИН,
канд. техн. наук И.С. ЧАБУНИН, А.С. ГРУЗДЕВ

МГТУ "МАМИ"

В общем случае при движении автомобиля на его колеса действуют шесть силовых факторов, из которых три — силы и три — моменты. Однако с точки зрения прочности диска колеса наиболее значимы из них, как показывает анализ, лишь четыре — радиальная $F_z$ и осевая $F_y$ силы (рис. 1), и их моменты $M_z = F_z e$ и $M_y = F_y r_д$. Более того, радиальная сила $F_z$ из-за большой жесткости диска в радиальном направлении на напряженно-деформированное состояние диска влияет так незначительно, что ею можно пренебречь.

Таким образом, при анализе напряженно-деформированного состояния диска автомобильного колеса нужно рассматривать не шесть, а лишь три силовых фактора, что естественно, должно значительно упростить решение задачи.

Но это — в принципе. На практике же получается, что аналитические методы ее решения разработаны лишь для одного элемента колеса — его обода. Поэтому для определения усталостной долговечности колес существующие стандарты (ГОСТ Р 50511—93 для колес из легких сплавов и ОСТ 37.001.404—97 для стальных колес) предусматривают их испытания на изгиб с вращением, т. е. имитацию действия изгибающего момента на колесо, вызванного боковыми силами $F_y$ при движении транспортного средства по криволинейной траектории (на повороте). Но это — полумера: при такой схеме нагружения учитывается только изгибающий момент и не учитывается сама осевая сила $F_z$, которая совместно со своим изгибающим моментом оказывает влияние на напряженно-деформированное состояние колеса. Иначе говоря, аналитических зависимостей нет, а натурные испытания дают с точки зрения физики заведомо неточные результаты.

Авторы попытались решить данную проблему. При этом они исходили из следующих соображений.

Если сравнить конструкции колес грузовых АТС и сельскохозяйственных машин, то обнаруживается, что у всех дисков есть две характерные зоны — центральная плоская с отверстиями для крепежных шпилек и периферийная, как правило, с вырезами или отверстиями. Когда крепежные шпильки затянуты, центральная часть плотно примыкает к привалочной плоскости ступицы и за счет сил трения образует с ней практически единое целое. Наружный контур диска, т. е. периферийная его часть, приваривается к ободу, а следовательно, цилиндрическая жесткость в месте приварки получается примерно на порядок больше жесткости остальной части (в формулу для цилиндрической жесткости в этом случае входит суммарная толщина диска и обода в третьей степени). Поэтому наружный контур диска можно считать защемленным.

Такой подход позволяет представить диск колеса как некоторую оболочечную конструкцию, защемленную по внешнему контуру и имеющую жесткий центр, к которому прикладываются нагрузки.

Эту схему, в принципе, можно представить круглой пластиной с жестким центром, к которому приложена нагрузка. Расчетная схема диска в виде такой осесимметричной круглой пластины постоянной толщины $\delta$ с защемленным (заделанным) внешним контуром радиуса $b$ и жестким центром радиуса $a$, к которому приложен суммарный изгибающий момент $M$ от действия радиальной и осевой сил и осевая сила $F$, приведена на рис. 2.

Используя принцип независимости действия сил, рассмотрим отдельно случаи приложения осевой силы и изгибающего момента к жесткому центру, а затем просуммируем подсчитанные напряжения.

При выводе решения, как то рекомендует С.В. Бояршинов, помимо гипотез Кирхгофа, приняты допущения о том, что толщина пластины по сравнению с ее размерами в плане, а прогиб по сравнению с толщиной — малы и что материал пластины — однородный, изотропный, подчиняющийся закону Гука.

Нагружение только осевой силой $F$ (см. рис. 2, *б*) вызывает осесимметричный изгиб круглой пластины с жестким центром. При этом все его параметры представляют собой, что совершенно очевидно, функции текущего радиуса $r$ (формулы № 1 в таблице).

Входящая в данные формулы изгибная жесткость $D$ пластины определяется по формуле № 2, а функция,

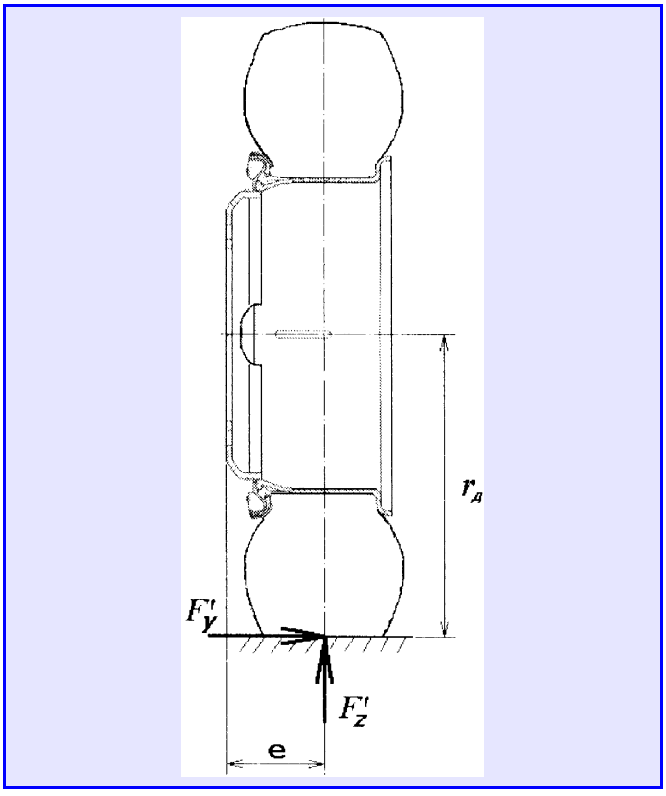



*Рис. 1. Схема нагружения колеса автомобиля*

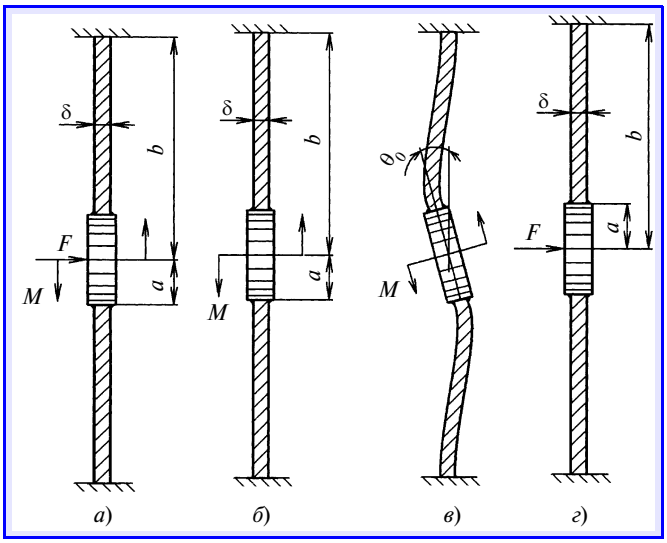



*Рис. 2. Расчетные схемы нагружения при приложении к жесткому центру диска-пластины суммарного изгибающего момента от действия осевой и радиальной сил, а также осевой силы (а), от осевой силы и момента от нее (б), изгиба диска от суммарного момента (в) и осевой силы (г)*

характеризующая угол поворота нормали, в свою очередь, — по формуле № 3. Причем входящие в нее постоянные $C_1$ и $C_2$ интегрирования исходят из граничных условий, а θ (*а*) и θ (*b*) для данной задачи можно принять равными нулю.

В результате после интегрирования получаем формулу № 4. При этом система уравнений для определения постоянных имеет вид формул № 5, а ее решение — формулы № 6.

Используя найденные значения $C_1$ и $C_2$, искомую функцию угла θ поворота нормали можно записать в виде формулы № 7, а располагая ею, — найти изгибающие моменты и функцию прогиба (формулы № 8).

Здесь, как видим, появилась еще одна постоянная — $C_3$. Ее находят из граничного условия: при радиусе $r = b$ прогиб пластины ω = 0. Итог — формула № 9.

Максимальные напряжения определяются по формулам № 10.

Суммарный изгибающий момент $M$ (см. рис. 2, *в*) подвергает пластину несимметричному изгибу. При этом прогиб ω пластины подсчитывается по формуле

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $M_r = D\left(\frac{\partial \vartheta}{\partial r} + \mu\frac{\vartheta}{r}\right);\ M_t = D\left(\frac{\vartheta}{r} + \mu\frac{\partial \vartheta}{\partial r}\right);\ \omega = -\int \vartheta dr + C$ | $M_r$ и $M_t$ — радиальный и тангенциальный изгибающие моменты; $D$ — изгибная жесткость пластины; ϑ — функция, характеризующая угол поворота нормали; $r$ — текущий радиус диска-пластины; μ — коэффициент Пуассона; ω — функция прогиба; $C$ — постоянная интегрирования |
| 2 | $D = \frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)}$ | $E$ — модуль Юнга; δ — толщина пластины |
| 3 | $\theta = C_1 r + C_2\frac{1}{r} + \frac{1}{Dr}\int[\hat{r}\int Q d\tilde{r}\,]d\hat{r}$ | $\hat{r}$ и $\tilde{r}$ — вспомогательные переменные; $C_1$ и $C_2$ — постоянные интегрирования; $Q = -\frac{F}{2\pi r}$ — поперечная сила |
| 4 | $\theta = C_1 r + C_2\frac{1}{r} - \frac{F}{4\pi D}\left[r\ln\frac{r}{a} - \frac{r^2-a^2}{2r}\right]$ | $a$ — радиус центра, к которому приложен изгибающий момент от $M_z M_y$ и $M_x$ |
| 5 | $\begin{cases} C_1 a + C_2\frac{1}{a} - \frac{F}{4\pi D}\left[a\ln\frac{a}{a} - \frac{a^2-a^2}{2a}\right] = 0 \\ C_1 b + C_2\frac{1}{b}\frac{F}{4\pi D}\left[b\ln\frac{b}{a} - \frac{b^2-a^2}{2b}\right] = 0 \end{cases}$ | $b$ — радиус внешнего контура диска |
| 6 | $C_1 = \frac{F}{4\pi D(b^2-a^2)}\left(b^2\ln k - \frac{1}{2}(b^2-a^2)\right);$ $C_2 = -\frac{Fa^2}{4\pi D(b^2-a^2)}\left(b^2\ln k - \frac{1}{2}(b^2-a^2)\right)$ | $k = \frac{b}{a}$ |
| 7 | $\theta = \frac{F}{4\pi D}\left[\frac{k^2\ln k}{k^2-1}\left(r - \frac{a^2}{r}\right) - r\ln\frac{r}{a}\right]$ | — |
| 8 | $M_r = \frac{F}{4\pi}\left[\frac{k^2\ln k}{k^2-1}\left(1+\mu+(1-\mu)\frac{a^2}{r^2}\right) - (1+\mu)\ln\frac{r}{a} - 1\right];$ $M_t = \frac{F}{4\pi D}\left[\frac{k^2\ln k}{k^2-1}\left(1+\mu-(1-\mu)\frac{a^2}{r^2}\right) - (1+\mu)\ln\frac{r}{a} - \mu\right];$ $\omega = C_3 - \frac{F}{4\pi D}\left[\frac{k^2\ln k}{k^2-1}\left(\frac{r^2}{2} - a^2\ln r\right) - \frac{r^2}{2}\ln\frac{r}{a} + \frac{1}{4}r^2\right]$ | — |

*Окончание таблицы*

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 9 | $C_3 = \frac{Fb^2}{16\pi D}\left[2\ln k\left(\frac{k^2-2\ln b}{k^2-1}+1\right)-1\right]$ | — |
| 10 | $\sigma^F_{r_{max}} = \frac{6M_r}{h^2};\ \sigma^F_{t_{max}} = \frac{6M_t}{h^2}$ | — |
| 11 | $\omega = -\frac{m}{8\pi D(k^2+1)}\left[(k^2-1)r+\frac{a^2k^2}{r}-\frac{r^3}{a^2}+2(1+k^2)r\ln\frac{r}{b}\right]\cos\varphi$ | — |
| 12 | $M_r = -\frac{1}{4\pi a(k^2+1)}\left[(3+\mu)\frac{r}{a}-(1-\mu)k^2\frac{a^3}{r^3}-(1+\mu)(k^2+1)\frac{a}{r}\right]\cos\varphi;$<br>$M_r = -\frac{1}{4\pi a(k^2+1)}\left[(1+3\mu)\frac{r}{a}-(1-\mu)k^2\frac{a^3}{r^3}-(1+\mu)(k^2+1)\frac{a}{r}\right]\cos\varphi;$<br>$M_{rt} = -\frac{(1-\mu)}{4\pi a(k^2+1)}\left[-k^2\frac{a^3}{r^3}-\frac{r}{a}+(k^2+1)\frac{a}{r}\right]\sin\varphi;$<br>$Q_r = \frac{1}{2\pi a^2(k^2+1)}\left[2+(k^2+1)\frac{a^2}{r^3}\right]\cos\varphi$ | — |
| 13 | $\vartheta_0 = -\frac{m[(k^2+1)\ln k-(k^2-1)]}{4\pi D(k^2+1)}$ | — |
| 14 | $\sigma^M_{r_{max}} = \frac{6M_r}{h^2},\ \sigma^F_{t_{max}} = \frac{6M_t}{h^2}$ | — |
| 15 | $\sigma_r = \sigma^M_{r_{max}} + \sigma^F_{r_{max}};\ \sigma_t = \sigma^M_{t_{max}} + \sigma^F_{t_{max}}$ | — |
| 16 | $\sigma_{экв} = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_r-\sigma_t)^2+\sigma_r^2+\sigma_t^2]}$ | — |

№ 11, изгибающие моменты и поперечная сила — по формулам № 12, угол $\theta_0$ поворота жесткого центра (см. рис. 2, *г*) — по формулам № 13, а максимальные радиальные напряжения на поверхности пластины — по формулам № 14.

Складывая напряжения, подсчитанные при независимом приложении осевой силы и изгибающего момента, получаем суммарные радиальные и окружные напряжения, характеризующие напряженно-деформированное состояние пластины (формулы № 15).

Наконец, эквивалентное напряжение в диске-пластине определяется по энергетической теории прочности, учитывающей только энергию формоизменения. Это формула № 16.

В качестве примера приведем результаты расчета диска колеса 5,5J×16M2 автомобиля ГАЗ-3302 "ГАЗель" в сборе с шиной 175/80R16 в верхнем (рис. 3) и нижнем (рис. 4) поперечных его сечениях.

Как следует из рисунков, максимальные напряжения для любого поперечного сечения диска наблюдаются на границе перехода периферийной части в центральную (что, кстати, подтверждается исследованиями других авторов). Это, во-первых. Во-вторых, по радиусу диска значений этих напряжений меняют свой знак, что характерно для выбранной расчетной схемы. В-третьих, учет осевой силы вносит существенное изменение в характер распределения напряжений. В частности, данная сила уменьшает напряжение в верхнем сечении диска, а в нижнем сечении, наоборот, их увеличивает, что также соотносится с эксперимен-

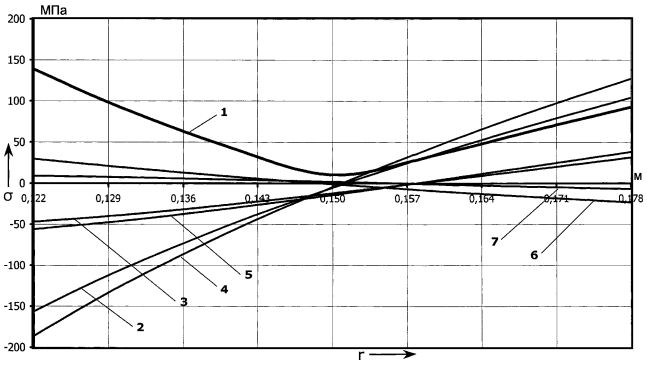



*Рис. 3. Распределение напряжений по радиусу диска-пластины при* $\varphi = 0°$*:*
*1* — суммарные эквивалентные напряжения; *2* — суммарные радиальные напряжения; *3* — суммарные окружные напряжения; *4* — радиальные напряжения при нагружении моментом; *5* — окружные напряжения при нагружении моментом; *6* — радиальные напряжения при нагружении осевой силой; *7* — окружные напряжения при нагружении осевой силой

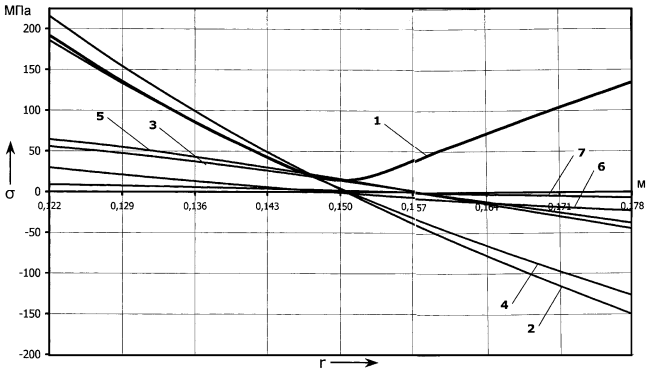



*Рис. 4. Распределение напряжений по радиусу диска-пластины при* φ = 180°. *Обозначения те же, что и на рис. 3*

тальными данными. Причем абсолютное значение максимальных радиальных напряжений, возникающих от действия силы, довольно значительно: в нашем случае оно составляет 29,8 МПа (298 кгс/см$^2$), т. е. 16 % для соответствующих напряжений от действия момента. Для окружных напряжений эти величины соответственно — 8,94 МПа (89,4 кгс/см$^2$), или 16 %. Максимальное эквивалентное напряжение для верхнего поперечного сечения равно 138,7 МПа (1387 кгс/см$^2$), для нижнего — 191,7 (1917 кгс/см$^2$), что на 27,65 % больше напряжений в верхнем сечении колеса.

Все это говорит о том, что учет влияния осевой силы при определении напряженно-деформированного состояния диска колеса при экстремальных режимах движения вносит существенное изменение в характер распределения напряжений. А значит, при сертификации и определении прочностной усталости такого ответственного элемента автомобиля, как колесо, необходимо учитывать не только момент от суммарного действия радиальной и осевой сил, но и действие самой осевой силы на диск колеса. И данное обстоятельство требует внесения поправок в упомянутые выше стандарты по испытаниям дисков колес.

---

УДК 629.113/.115.001

# Теория автомобиля: от статики к динамике

Канд. техн. наук Е.И. БЛИНОВ

МГУПИ

Теория движения автомобиля — наука, в которой изучаются важнейшие свойства колесных машин и определяются их основные количественные показатели с целью использования в качестве исходных данных при проектировании, т. е. при конструировании и расчете данных машин. Поэтому она занимает особое место среди наук об автомобиле. С другой стороны, сама теория в качестве исходных данных использует ту или иную расчетную модель — совокупность расчетной схемы машины и ее математического описания, из-за чего проблема выбора такой схемы и приобретает критически важное значение: чем ближе модель к реальному объекту, который она отображает, тем точнее выполненные по ней расчеты. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для технических, эксплуатационных и многих других показателей объекта. И если с этой точки зрения рассмотреть доминирующую сегодня классическую версию теории автомобиля, то она явно несовершенна. Уже хотя бы потому, что представляет автомобиль как материальную точку (кроме раздела, где изучается плавность хода через свойства подвески) и не учитывает ее внутренние упруго-демпфирующие (динамические) связи. Иначе говоря, по классической версии теории модель колесной машины — одномассовая, "жесткая". Что противоречит объективной реальности, которую характеризуют три основных признака: наличие внутренних динамических связей; пространственность (протяженность по осям *X*, *Y*, *Z*) объекта, достигаемая за счет этих связей и деформируемости; работа каждого колеса осуществляется в своих, присущих только ему условиях движения (автономное колесо).

В совокупности сказанное выше означает, что классическая версия теории движения автомобиля описывает лишь статику процесса, в связи с чем ее можно назвать статической. Если же автомобиль рассматривать с позиций объективной реальности, то это уже динамическая версия теории его движения.

Возможна ли такая смена версий? Вполне. Причем особую роль в таком переходе должно сыграть понятие "автономное колесо". Ведь колесо (колесный движитель) и двигатель колесной машины — те два первичных входа, которые определяют все силовые и энергетические взаимодействия системы. В связи с этим автономное колесо становится фундаментальным признаком динамической теории движения, замыкая на себя, с одной стороны, динамический момент "своей" ветви привода двигательно-трансмиссионной установки (ДТУ), а с другой — "свою" опорную реакцию дороги, формируемую динамическими свойствами подвески.

Таким образом, есть все основания сказать, что "каркасом" предлагаемой вниманию читателей концепции должна стать совместная динамическая модель ДТУ и подвески.

Данная модель, чтобы она отвечала принципам адекватности, системности, универсальности и структурности, должна быть в максимально разумной степени приближена к исходной механической (или проектируемой) системе; учитывать внутренние динамические связи, пространственность объекта и автономность колеса, достигаемая за счет объединения пространственных моделей ДТУ и подвески; существовать в общем виде (описывать как можно более широкий класс машин) и иметь способность изменять свою структуру.

Такова, если коротко, суть концепции, которую, по мнению автора, можно взять за основу при создании динамической теории движения (кстати, этот термин впервые употребил В.М. Семенов) колесных (в принципе, и гусеничных) машин. В том числе и по основным свойствам, изучаемым теорией автомобиля, — его тяговой динамики, плавности хода, энергетики (топ-

ливной экономичности), тормозной динамики, управляемости, устойчивости и проходимости.

Рассмотрим эти свойства с точки зрения предлагаемой концепции.

**Тяговая динамика.** В настоящее время известны три основных класса моделей, применяемые для ее изучения: "жесткие" модели; приведенные мало- и многозвенные модели; модели в собственных (истинных) координатах.

На недостатках "жестких" моделей останавливаться смысла нет: они общеизвестны. Что же касается приведенных моделей, то основной их недостаток — невозможность идентификации натурным экспериментом: в его ходе можно записать только собственную величину независимой координаты. Кроме того, при приведении (и возможном дальнейшем уменьшении числа степеней свободы) теряется соответствие элементов или группы элементов исходной и приведенной системам, что в конечном итоге искажает общую картину динамических взаимодействий (на эти недостатки приведенных моделей обращали внимание в свое время такие авторитетные ученые, как А.И. Гришкевич и В. М. Семенов). Наконец, до сего времени остается невыясненной методологическая правомерность использования приема приведения в те моменты времени, когда система находится в "зазоре". Но, с другой стороны, специалистам хорошо известно, что ни одного из перечисленных недостатков не имеют модели в собственных координатах. Поэтому современный уровень исследований и предполагает, что адекватное изучение процессов тяговой динамики возможно при задействовании многозвенных пространственных моделей ДТУ в собственных координатах. При этом ключевым моментом развития последних считается переход от достаточно хорошо освоенных плоскостных моделей к пространственным (разветвленным). Что и реализуется путем учета динамических связей дифференциальных механизмов, раздающих силовой поток по ветвям привода. Последнее же, как отмечалось выше, инициирует введение понятия "автономное колесо".

Второе важнейшее концептуальное свойство модели в собственных координатах состоит в том, что ее можно не только разработать, но и реализовать в общем виде. Для чего достаточно ввести в нее соответствующие признаки структуры, позволяющие на каждом валу ДТУ устанавливать любое (в разумно необходимых пределах) число масс с их динамическими связями, а валы связывать любым (тоже в разумно необходимых пределах, естественно) числом ступеней, обладающих, в том числе и дифференциальными связями. В совокупности это дает возможность в рамках одной ЭВМ-программы моделировать работу автомобилей с колесными формулами 4×2, 4×4 и т. д.

**Плавность хода.** Учитывая специфику систем подрессоривания, плавность хода колесных машин изначально изучали на моделях, содержащих упругие (и демпфирующие) связи. Но, в основном, на плоскостных моделях вертикально-угловых колебаний подрессоренной массы корпуса и вертикальных колебаний неподрессоренных масс мостов (при независимой подвеске — колес) в продольной или поперечной плоскостях. Потому что Р.В. Ротенберг в свое время сделал вывод о малой связи колебаний масс подвески в этих плоскостях. Однако такое допущение приемлемо лишь при исследовании колебательных процессов. При составлении же общей модели движения колесной машины оно неприемлемо. Ведь даже без применения математического аппарата легко доказать, что колебания всех масс системы связаны не только в продольной или поперечной плоскостях, по отдельности, но и между плоскостями. Это следует, в частности, из того факта, что при колебаниях вокруг центра масс динамически перераспределяющиеся опорные реакции обусловливают работу гасящих и упругих элементов подвески в противофазах как по осям, так и по бортам колесной машины. Учитывая же, что современные гидроамортизаторы имеют несимметричную характеристику на ходах сжатия и отбоя, связь колебаний масс системы становится ее негативным атрибутом. То же самое можно сказать и о подвеске с прогрессивной упругой характеристикой. Отсюда напрашивается вывод: необходимо критически переосмыслить те аспекты теории подрессоривания, которые обосновывают возможность локализации (разрыва связи) колебаний чисто механическим способом и, следовательно, иных подходов к проектированию подвески.

Следует также учитывать, что изучение таких свойств колесной машины, как ее тормозная динамика, управляемость и т. д. в полном объеме при плоскостном отображении процесса невозможно. Здесь необходимо пространственное моделирование подвески, т. е. объединение плоскостных моделей колебаний масс в продольной и поперечной плоскостях.

Так пространственное моделирование подвески замыкает логический круг, связанный с понятием "автономное колесо": модель подвески становится объективно связанной с моделью ДТУ. В итоге, пространственная модель совместных колебаний ДТУ и подвески, по-существу, являясь общей динамической моделью движения колесной машины, становится базовым фрагментом динамической теории движения, поскольку может быть адаптирована к изучению других перечисленных ранее важнейших свойств машины, и одновременно (при ее ЭВМ-реализации) — инструментом количественного исследования (например, с целью оптимизации) этих свойств.

**Энергетика.** Задача экономии энергоресурсов на автотранспорте чрезвычайно многопланова, поэтому единственного решения не имеет. Более того, в руках специалистов в настоящее время нет даже инструмента для интегральной оценки данной проблемы. Но таким инструментом, по мнению автора, может служить именно модель связанных колебаний ДТУ и подвески, в которой, кроме прочего, рассчитываются все виды работ и энергий, имеющихся в рассматриваемой системе. Ведь энергетическая оценка процессов более универсальна, чем оценка расхода топлива. Поэтому при оценке энергетики колесной машины разумнее рассматривать энергетические взаимодействия системы, лишь в отдельных случаях прибегая к более привычной характеристике энергозатрат — расходу топлива.

Для количественной оценки процесса необходимо составить его энергетический баланс, т. е. записать в виде одной из форм закона сохранения энергии. При

этом критически важно обладать достоверной и полной информацией об энергозатратах системы, и главное здесь — "не потерять" ни одной из них, что вполне возможно, если баланс составляется исходя из принципа независимости расчета левой (вносимая энергия) и правой (затраты) его частей и учитывает максимально возможное число затратных составляющих, включая энергозатраты внутренних динамических связей.

Дело в том, что обычно составляют не энергетический баланс, а энергетическое равенство и рассчитывают затратные, чаще всего топливные, составляющие (правая часть равенства) процесса движения, сумма которых объявляется расходом топлива (левая часть) двигателем. При таком подходе "потеря" (неучет) какой-либо реальной (т. е. существующей в природе, но не учтенной в правой части) затратной составляющей не приводит к нарушению энергетического равенства.

В частности, во многих энергетических "балансах" не принимают в расчет потери при буксовании фрикционного сцепления, энергетику внутренних динамических связей, подвески и т. д., но, тем не менее, такие "балансы" сходятся. Это противоречит закону сохранения энергии и, по-существу, означает невозможность применения энергетических равенств для адекватной оценки энергозатрат системы.

Почему так происходит? Потому что при составлении энергетического баланса не учитывается фундаментальный принцип: правая и левая его части должны определяться независимо друг от друга. Если данный принцип не нарушать, то при "потере" какой-либо затратной составляющей энергетический баланс не сойдется. В чем и состоит его принципиальное отличие от энергетических равенств.

С практической точки зрения данное свойство энергетического баланса можно использовать при оценке адекватности модели, не прибегая к натурным испытаниям, важнейший недостаток которых, не говоря уже об их стоимости, состоит в том, что они зачастую не позволяют выявить искомый параметр непосредственно (типичный пример — работа буксования фрикционного сцепления). Отсюда становится понятной необходимость и актуальность разработки энергетической модели колесной машины, представляющей собой совокупность динамической модели движения этой машины и ее энергетического баланса как атрибута последней.

**Тормозная динамика.** Эффективность торможения колесной машины зависит от многих параметров, определяемых как естественно природными причинами, так и конструктивными решениями. В практике эксплуатации каждое тормозящее колесо априори является автономным. Сочетания величин коэффициентов сцепления и сопротивления качению, радиусов колес, опорных реакций и т. п., дополненные различными способами торможения (раздельное торможение колес и двигателем; совместное торможение с и без переключения на понижающую передачу; комбинированное, при котором торможение в начальной стадии производится с переключением на понижающую передачу, а затем осуществляется раздельно) приводит к весьма значительному числу различных комбинаций этих параметров, особенно для многоосных колесных машин. Кроме показателей собственно тормозной динамики, такие комбинации определяют и курсовую устойчивость машины при ее торможении. Все это многообразие кинематических и силовых связей не может быть учтено ни в "жестких", ни в плоскостных моделях, не разделяющих колеса левого и правого бортов. Такую возможность дают динамические модели, содержащие автономное колесо.

**Движение на криволинейной траектории.** Процессы, происходящие в пространственной динамической многомассовой системе, причиной которых является кривизна траектории, до настоящего времени мало исследованы. Причина — отсутствие моделей, объединяющих ДТУ и подвеску и содержащих их внутренние упругодемпфирующие, фрикционные и иные связи. Например, классическая теория управляемости колесных машин игнорирует колебательную динамику системы в боковом направлении, зависящую от упругодемпфирующих оснований (шин). В результате процессы, связанные с боковым уводом, освещаются только в статике. В то же время явление увода тесно связано с одним из существенных свойств колесной машины — ее поворачиваемостью, и можно предположить, что динамическое перераспределение величин боковых реакций шин должно способствовать динамическому непостоянству во времени и углов увода шин колес передней и задних осей, а значит, их соотношению, от которого, как известно, зависит тип поворачиваемости колесной машины. Отсюда следует, что говорить об избыточной или недостаточной поворачиваемости как о постоянном свойстве машины — некорректно. Более правильно речь вести о динамике этого свойства, связанной с тем, что одна и та же колесная машина в какой-то момент времени может обладать одним видом поворачиваемости, а уже в следующий момент — смениться своим антиподом.

Известно и то, что недостаточный тип поворачиваемости предпочтителен. Поэтому в практическом плане проблема сводится к решению задачи оптимизации конструктивных параметров по критерию $\delta_2 < \delta_1$ во всем временном диапазоне движения колесной машины (здесь $\delta$ — угол увода; подстрочные индексы означают принадлежность соответственно к задней и передней осям). И такую возможность рассматриваемая концепция предусматривает.

**Динамическая устойчивость.** При изучении многих видов устойчивости колесных машин широко используют теорему В.М. Ляпунова об устойчивости движения. Однако существуют ограничения на ее применение, и одно из них состоит в том, что малые кинематические возмущения накладываются только на начальные условия (применительно к задаче Коши этими условиями являются либо величины начальных значений линейных или угловых перемещений, либо скоростей). Это означает: возмущенное движение происходит под действием тех же силовых факторов (сил, моментов, источников энергий и т. д.), что и невозмущенное. Однако можно показать, что даже достаточно небольшое изменение начальных условий может привести к переходу динамической системы (в частности, ДТУ) в другой класс (принадлежность к тому или иному классу зависит от сочетания величин динамических

параметров и характера протекания внешних силовых факторов; свойства объекта, находящегося в разных классах, могут быть диаметрально противоположными). При этом решения в разных классах уже не будут удовлетворять известным условиям задачи Ляпунова об устойчивости движения. Отсюда можно сделать вывод, который противоречит практике эксплуатации АТС и состоит в том, что система, учитывающая внутренние динамические связи, якобы неустойчива априори. Правильный же вывод другой: теорема В.М. Ляпунова не всегда применима для сложноструктурированных динамических систем, которые в зависимости от названных выше факторов могут переходить из класса в класс.

В то же время следует иметь ввиду, что неустойчивость таких систем (естественно, при условии их ЭВМ-решения) может быть определена непосредственно. В частности, при движении колесной машины на повороте устойчивость связана с отсутствием заноса.

Не касаясь статических видов устойчивости, рассмотрение которых может быть осуществлено в тривиальных задачах, следует иметь ввиду, что курсовая устойчивость и устойчивость на повороте в любом случае определяются соотношением внешних боковых сил и предельным значением боковых реакций. Последние, в свою очередь, зависят от касательных $R_x$ и опорных $R_z$ реакций, которые в общем случае имеют не только различную величину, но и различный характер протекания по осям и бортам колесной машины. Но эти реакции формируют (через автономное колесо) пространственные системы ДТУ и подвески; и влияние этой связи на динамическую устойчивость пока мало изучено.

**Проходимость.** Профильная проходимость колесной машины, зависящая от таких конструктивных ее параметров, как клиренс, углы свеса, расположение осей и т. д., может быть рассмотрена с помощью статических моделей. Опорная же проходимость по деформируемой поверхности во многом определяется буксованием колесных движителей, которое, что чаще всего и случается, для каждого из них имеет свои особенности — вплоть до асимметричных. Буксование ведущего колеса $i$-й ветви ДТУ начинается по условию $T_{уд_i}(T_{сц_i} - T_{a_i})$, где $i = 1, ..., m$ ($m$ — число буксующих колес. Также можно показать, что условие движения машины в дифференциальной форме выглядит как $\ddot{x}\, m_a - \sum^{k} T_{уд_i}/r_i \geqslant \sum^{n} T_{a_i}/r_i$, где $k$ и $n$ — число ведущих и общее число колес машины.

Как видим, оба неравенства, собственно, и определяющие свойство проходимости, зависят от момента $T_{уд_i}$ упругодемпфирующих сил, формирующего автономность колеса со стороны ДТУ, и моментов $T_{сц_i}$ и $T_{a_i}$ сил сцепления и сопротивления движению, формирующих то же свойство колеса со стороны подвески.

Таким образом, здесь, как и во всех других рассмотренных разделах динамической теории автомобиля, понятие "автономное колесо", как определяющая характеристика пространственной динамической модели движения колесной машины, является синонимом адекватности изучаемого процесса.

И последнее. Динамическая теория движения колесных машин учитывает существенно большее число связей системы, чем теория статическая. Их описание с помощью аппарата классической динамики определяет качественно иное содержание процессов взаимодействия. В связи с этим динамическая теория движения самодостаточна и представляет собой одно из возможных направлений развития науки о динамике машин.

## *Читатель предлагает*

УДК 621.43

# Бесшатунный поршневой ДВС

Канд. техн. наук С.М. ТИХОНЕНКОВ

Белорусско-Российский университет

Классическая схема ДВС, состоящая из цилиндра, поршня, шатуна и коленчатого вала, по мнению многих (если не большинства) специалистов, уже исчерпала резервы ее совершенствования. Потому что у нее есть в принципе неустранимые недостатки. Например, что бы ни делал конструктор, у разрабатываемого им ДВС сохраняется знакопеременная боковая сила, действующая в паре "поршень—гильза". Не сможет он изменить и передаточное отношение тангенциальной силы, действующей на кривошип, к силе, действующей по оси поршня: во время рабочего хода при повороте коленчатого вала от нуля (ВМТ) до 90° оно всегда меняется от нуля до единицы.

Специалистам данные недостатки ДВС известны давно. Поэтому вот уже много лет ведутся поиски более рациональных схем. Достаточно напомнить такие известные решения, как бесшатунный двигатель Баландина, аксиальный ДВС, разработанный в НАМИ, роторный двигатель Ванкеля, многочисленные варианты АГТД. Каждый из них, если внимательно проанализировать, по-своему решал либо проблему боковых сил в паре "поршень—гильза", либо проблему постоянства названного выше отношения тангенциальных и осевых сил. Причем не всегда удачно.

Так, у ДВС с крейцкопфным механизмом боковая сила в паре "гильза—поршень", действительно, становится равной нулю. Но она, к сожалению, из двигателя не "уходит". Просто точка ее приложения перемещается в пару "направляющая—ползун крейцкопфа".

То же самое можно сказать и о предложениях, связанных с главным недостатком системы "шатун—кривошип": ее замена на другую систему, обеспечивающую постоянство отношения тангенциальной силы к силе осевой, как правило, давала "побочные эффекты", не позволяющие реализовать это решение в массовом производстве ДВС.

В Российско-Белорусском университете разработана схема, которая, по мнению ее автора, не имеет недостатков, присущих схемам-предшественицам. Состоит она (рис. 1) из цилиндров *1*, *3*, *5* и *6*, поршней *2*, *4*, *13* и *16*, их штоков *7*, *9*, *11* и *14*, натяжных (*8*, *10*, *12*, *15*, *17*, *18*, *19* и *20*) и приводных (*43*, *44*, *45*, *46*, *47*, *48*, *49* и *50*) звездочек, цепей *25*, *27*, *29*, *32*, *33*, *34*, *35* и *36*, валов *21*, *22*, *23*, *24*, *30*, *31*, *37*, *38*, *40* и *42*.

Штоки цилиндров соединены (рис. 1, *б* и *в*) с цепями через кривошипы *26* (рис. 1, *г*), *28*, *39* и *41* и взаимодействуют с роликами *51*, *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57* и *58*.

Двигатель работает следующим образом.

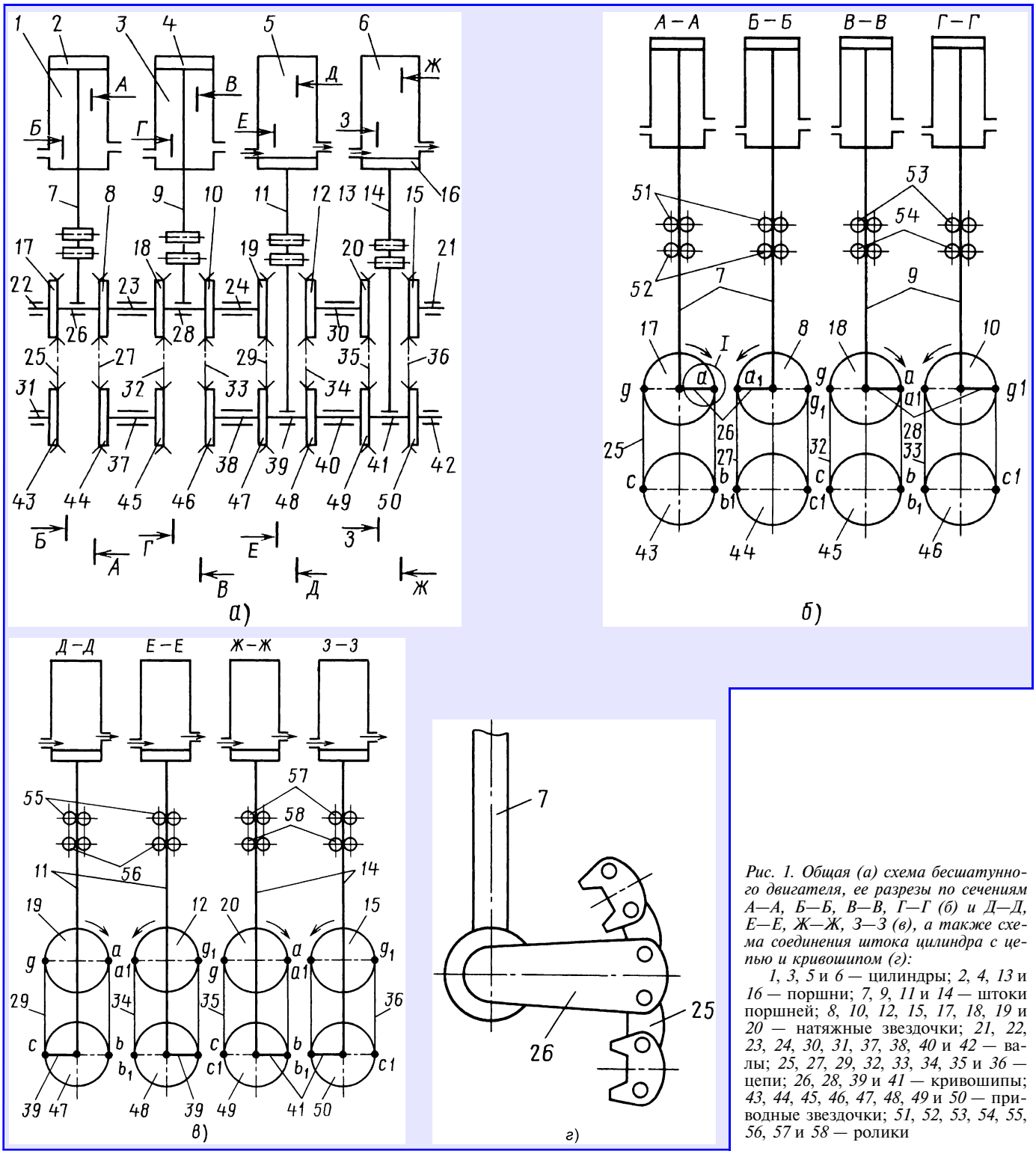



*Рис. 1. Общая (а) схема бесшатунного двигателя, ее разрезы по сечениям А—А, Б—Б, В—В, Г—Г (б) и Д—Д, Е—Е, Ж—Ж, З—З (в), а также схема соединения штока цилиндра с цепью и кривошипом (г):*

*1*, *3*, *5* и *6* — цилиндры; *2*, *4*, *13* и *16* — поршни; *7*, *9*, *11* и *14* — штоки поршней; *8*, *10*, *12*, *15*, *17*, *18*, *19* и *20* — натяжные звездочки; *21*, *22*, *23*, *24*, *30*, *31*, *37*, *38*, *40* и *42* — валы; *25*, *27*, *29*, *32*, *33*, *34*, *35* и *36* — цепи; *26*, *28*, *39* и *41* — кривошипы; *43*, *44*, *45*, *46*, *47*, *48*, *49* и *50* — приводные звездочки; *51*, *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57* и *58* — ролики

При воспламенении смеси в цилиндре *1* поршень *2* со штоком *7* движется вниз. Шарнирно соединенный с этим же штоком *7* и жестко — с цепями *25* и *27* кривошип *26* (рис. 1, *г*) переходит (рис. 1, *б*) из точки "*а*" на звездочке *17* в точку "*в*" на звездочке *42* и из точки "$a_1$" на звездочке *8* в точку "$в_1$" на звездочке *43* и приводит в движение цепи *25* и *27*. В этот же момент поворачиваются звездочка *18*, закрепленная на одном валу *23* со звездочкой *8*, и звездочка *44*, закрепленная на одном валу *37* со звездочкой *45*. Цепь *32* перемещает кривошип *28*, шарнирно соединенный со штоком *9* и жестко — с цепями *32* и *33*, из точки "*д*" в точку "*а*" на звездочке *18* и из точки "$д_1$" в точку "$a_1$" на звездочке *10*, поворачивая последнюю. В результате чего поворачивается звездочка *19*, закрепленная с ней на одном валу *24*, а звездочка *46* — заставляет повернуться звездочку *47*, закрепленную с ней на одном валу *38*. Вращение звездочек *19* и *47* обеспечивает перемещение цепи *29*. При этом кривошип *39*, шарнирно закрепленный на штоке *11* и жестко — на цепях *29* и *34*, перемещается из точки "*с*" на звездочке *47* в точку "*д*" на звездочке *19* и из точки "$c_1$" на звездочке *48* в точку "$д_1$" на звездочке *12* и перемещает цепь *34*, вращая звездочку *12*. При этом поворачивается и закрепленная на одном валу *30* с ней звездочка *20*, а звездочка *48* поворачивает закрепленную на одном валу *40* с ней звездочку *49*. В итоге цепь *35* перемещает кривошип *41*, шарнирно закрепленный на штоке *14* и жестко — на цепях *35* и *36*, из точки "*в*" в точку "*с*" звездочки *49* и из точки "$в_1$" в точку "$c_1$" звездочки *50*. Вследствие перемещения кривошипа *41* приходит в движение цепь *36*, вращаются звездочки *15* и *50*. Со звездочкой *50* связан выходной вал *42*, с которого крутящий момент и передается на исполнительные органы.

Как видим, здесь, в отличие от традиционных схем, где воспламенение топливовоздушной смеси начинается до прихода поршня в ВМТ, оно может быть реализовано на участке "*а—b*" перемещения кривошипа с незначительным (10—12°) углом опережения перед точкой "*а*". На участке "*а—b*" выполняются четыре фазы сгорания топлива, а именно: период задержки воспламенения, когда давление в цилиндре в результате выделения теплоты становится выше давления при сжатии заряда; фаза быстрого сгорания, начинающаяся с момента воспламенения и продолжающаяся до достижения максимума давления; фаза быстрого диффузионного сгорания — с момента достижения максимального давления и до момента достижения максимума температуры, который всегда достигается позже максимума давления; фаза сгорания, которая продолжается до окончания тепловыделения (см. "Двигатели внутреннего сгорания". Учебник для вузов — В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачинян и др.).

Газообмен в данном случае может быть реализован на участке "*b—c*" с использованием схемы газообмена двухтактных двигателей, где, как известно, этот газообмен идет в период подхода поршня к НМТ и удаления от нее.

В рассмотренной схеме продувка осуществляется при неподвижном поршне во время поворота приводного вала в диапазоне 0—180°. С учетом того, что длительность процесса газообмена в рассматриваемой

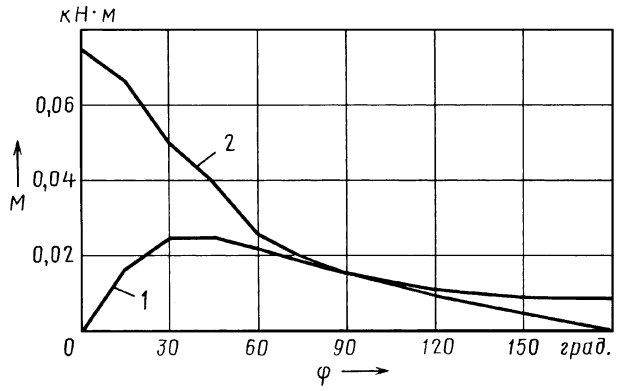



*Рис. 2. Изменение кривой момента традиционного (1) и бесшатунного (2) ДВС при повороте выходного вала от нуля (ВМТ) до 180 °С (НМТ)*

конструкции близка к длительности аналогичного процесса четырехтактного двигателя, в данном случае можно предполагать, что коэффициенты остаточных газов и наполнения будут близки к соответствующим коэффициентам четырехтактного двигателя.

Возможные угловые колебания штоков при взаимодействии с цепями ограничиваются роликами *51*, *52*, *53*, *54*, *55*, *56*, *57* и *58*.

У двигателя, выполненного по данной схеме, плечо тангенциальной силы на всем пути перемещения поршня остается постоянным и равно радиусу приводных звездочек. Его крутящий момент определяется только одним фактором — изменением давления в цилиндре по мере перемещения поршня. Это хорошо иллюстрирует рис. 2, на котором приведены кривые изменения моментов в предлагаемой (*2*) и традиционной (*1*) конструкциях ДВС при повороте выходных валов ДВС на 180°. Статистические совокупности вариаций моментов в предлагаемой схеме и в схеме с коленчатым валом при повороте этих валов на 180° характеризуются, как известно, средними арифметическими значениями. Как видно из рисунка, это значение момента у бесшатунного варианта ДВС в 1,83 раза больше, чем в ДВС с КШМ. Следовательно, во столько же раз больше и работа *A*, поскольку $A = M\varphi$, где *M* — момент, φ — угол поворота кривошипа. А это — рост КПД цикла.

Предлагаемая схема существенно улучшает и условия работы пары "поршень—гильза", так как в ней отсутствует знакопеременная боковая сила. Значит, возрастает механический КПД, увеличивается ресурс, снижается себестоимость изготовления двигателя. Кроме того, в конструкции приводного вала вместо подшипников скольжения применены подшипники качения, что, опять-таки, положительно сказывается на механическом КПД двигателя. Наконец, воспламенение смеси и нарастание давления не вызывают потерь мощности при подходе поршня в ВМТ, поскольку фазы сгорания топливовоздушной смеси реализуются с максимальной эффективностью. Наоборот, мощность двигателя даже возрастает. То есть двигатель автоматически форсируется без увеличения частоты вращения выходного вала, а значит, без увеличения тепловой напряженности деталей и связанных с этим снижениях надежности и износостойкости.

УДК 621.166

# Перспективный роторный ДВС

И.Г. ЧАНТУРИЯ, О.Г. ЧАНТУРИЯ

Более двух столетий человечество использует тепловые двигатели как энергетические установки. За это время создано несколько схем преобразования энергии топлива в энергию механическую. К ним относятся поршневые и роторно-поршневые, реактивные двигатели, газовые турбины и т. д. Но наиболее распространенной схемой была и остается схема с кривошипно-шатунным механизмом; ее применяют как в ДВС, так и в двигателях с внешним подводом теплоты. Что объяснимо: развитая теория, относительная простота конструкции, вековая эволюция, отработанная технология позволяют без особых усилий создавать двигатели мощностью от десятых долей до нескольких тысяч киловатт. Хотя, разумеется, данные двигатели все время подвергались и продолжают подвергаться совершенствованию (турбонаддув, четыре клапана на цилиндр, впрыскивание топлива непосредственно в цилиндр, две свечи зажигания на цилиндр и т. д.). Короче говоря, двигатели с КШМ становятся все сложнее, однако значительного прироста их эффективности получить не удается. Например, попыткой изменить кинематику, чтобы избавиться от конструктивно присущих ей недостатков, стал во второй половине прошлого столетия роторно-поршневой двигатель Ванкеля. Такая схема, действительно, позволяет получать более высокую удельную мощность, упростить конструкцию ДВС. Но, к сожалению, имеет ряд недостатков, сводящих на нет его преимущества. Как-то: энергетические потери (большая охлаждающая поверхность рабочей полости), значительный расход топлива, невозможность создать соответствующую (для самовоспламенения) степень сжатия, относительная технологическая сложность (эпитрохоида корпуса), инерционные нагрузки (эксцентричность пары "ротор—вал"), более токсичный выхлоп, невозможность надежной герметизации камеры сгорания и многое другое.

Авторы предлагают вернуться к давно известному способу преобразования энергии, основанному на воздействии рабочего тела на лопасти (выдвигающиеся лопатки) колеса (ротора). Для его осуществления (рис. 1) в полый цилиндр *1* определенной формы (корпус) помещен ротор *3*, ободная поверхность которого образует с внутренними стенками корпуса функциональные полости *2* и *11*. Между полостями существуют перегородки *4* (переходы), где ободная поверхность ротора соприкасается с корпусом. Они разделяют полости, имеющие синусоидальный (в продольном сечении) профиль, на рабочие и вспомогательные, и расположены поочередно по окружности корпуса. В начале вспомогательной полости по ходу вращения ротора есть впускное окно *5*, а в конце рабочей — выпускное *6*. С торцов корпус прикрыт крышками (элементы корпуса), которые одновременно служат и опорами цапф вала ротора. Из тела ротора с помощью выдвижного устройства (на рисунке не показано) в соответствии с тактами работы двигателя выдвигается либо рабочая *7*, либо вспомогательная *12* лопатки, которые составляют пару и расположены параллельно на некотором расстоянии друг от друга. Между лопатками каждой пары есть углубление на ободе ротора, образующее камеру сгорания.

Выдвижное устройство имеет в своей основе кривошипно-шатунный механизм, который, в зависимости от вариантов своего исполнения, определяет профиль полостей. Он может быть полнопериодным (патент № 37389-I РФ), полупериодным (заявка № 2003137506-II на изобретение, заявка № 2005135278-III на изобретение).

На рис. 1, *а* изображена схема двигателя с четырьмя парами лопаток, но возможны и другие варианты. Все они работают примерно одинаково.

Допустим, что в исходном состоянии вспомогательная полость *2* заполнена топливовоздушной смесью. При повороте ротора по стрелке его вспомогательная (задняя) лопатка, выдвигаясь из тела ротора, своей передней поверхностью сжимает смесь. В это же время за задней ее поверхностью создается разрежение, что способствует всасыванию новой порции смеси через впускное окно в данную полость. В момент, когда лопатка проходит вспомогательную полость (зона компрессора), заканчивается такт газозабора (сжатие и впуск). Смесь в камере сгорания, т. е. в зоне перехода, разделяющей вспомогательную и рабочую полости, где расположена свеча *9* зажигания, имеет нужную степень сжатия. Искра поджигает смесь (рис. 1, *б*), и пока камера сгорания находится в зоне перехода, горение идет при постоянном объеме. В дальнейшем, после прохода ротором зоны *4* перехода, выдвига-

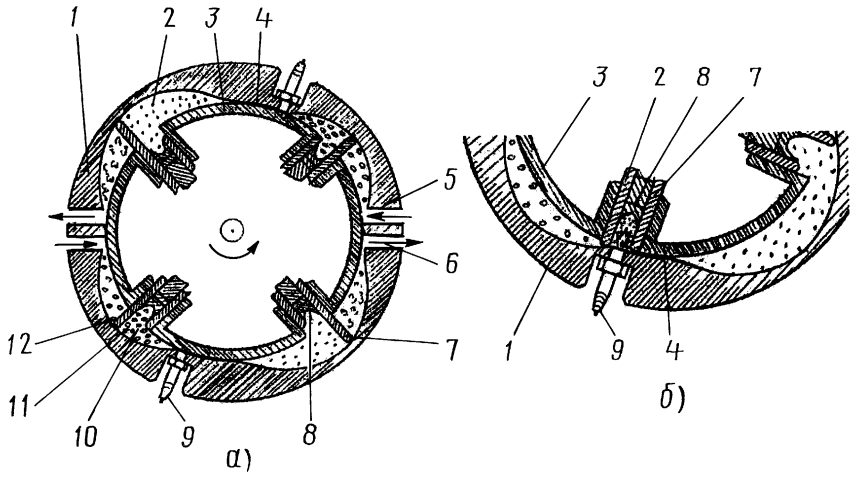



*Рис. 1. Схемы лопаточного роторного двигателя (а) и процесса его работы (б):*
*1* — корпус; *2* и *11* — вспомогательные полости; *3* — ротор; *4* — зона перехода; *5* — впускное окно; *6* — выпускное окно; *7* — рабочая лопатка; *8* — камера сгорания; *9* — свеча зажигания; *10* — рабочая полость; *12* — вспомогательная лопатка

ется рабочая (передняя) лопатка, которая и воспринимает давление газов, преобразуя его во вращательное движение ротора. Своей передней поверхностью она выталкивает остатки отработавших газов предыдущего такта через выпускное окно.

Таким образом, осуществлен такт "рабочий ход" (расширение и выпуск).

Эти процессы для диаметрально расположенных пар лопаток происходят аналогично, а для смежных — отстают (опережают) на такт работы двигателя.

Как видим, режим работы данного двигателя соответствует режиму работы двигателя двойного действия. И тогда при очевидной двухтактности (такты "газозабор—рабочий ход") для порции смеси происходят все фазы, присущие четырехтактному двигателю. Причем без ухудшения процесса газообмена.

На рис. 2 показана индикаторная диаграмма рабочего цикла рассматриваемого двигателя. На ней участок (*a*—*b*) — впуск свежей порции смеси; (*b*—*c*) — инерционное заполнение полости смесью (лопатки в зоне перехода); (*c*—*d*) — сжатие; в точке *d* смесь поджигается искрой свечи; (*d*—*e*) — горение при неизменном объеме (камера сгорания находится в зоне перехода); (*e*—*f*) — политропное расширение (рабочий ход); (*f*—*g*) — рабочая лопатка достигла выпускного окна; (*g*—*h*) — дальнейшее падение давления в рабочей полости пока лопатки находятся в зоне перехода; (*h*—*a*) — выталкивание отработавших газов передней поверхностью рабочей лопатки; (*i*—*a*) — рабочая лопатка совмещается с выпускным окном, давления по обе ее стороны выравниваются.

Для уменьшения охлаждающей поверхности рабочей полости желательно, чтобы поверхность максимально выдвинутой рабочей лопатки имела форму квадрата или хотя бы ее высота не превышала величину выдвижения более чем вдвое.

Габаритные размеры двигателя определяются исходя из размеров ротора (с учетом величины выдвижения и высоты лопаток). Если поступательная скорость лопатки такая же, как у поршня обычного ДВС, т. е. до 15 м/с, то очевидно, что частота вращения ротора будет кратно

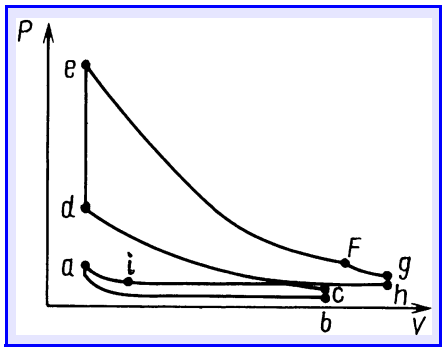



*Рис. 2. Рабочая диаграмма цикла*

меньше, чем у коленчатого вала поршневого ДВС.

Предлагаемый роторный двигатель обладает рядом очевидных преимуществ перед поршневыми и известными роторными ДВС.

Примененный в нем способ преобразования позволяет исключить потери, характерные для кинематики традиционного поршневого двигателя. Такие, как потери на трение из-за асимметричной реакции шатуна, где появление боковой силы приводит к дополнительному нагреву и изнашиванию пары "поршень—цилиндр". Ведь цилиндр для поршня играет роль направляющей, в рассматриваемом случае лопатки только отслеживают профиль полостей, и давление на их стенки определяется степенью упругости уплотняющих элементов (компрессионных скоб), что уменьшает требование к смазке. Здесь нет потерь, связанных с преобразованием поступательного движения поршня во вращательное коленчатого вала, где крутящий момент обеспечивает тангенциальная составляющая силы шатуна, а нормальная, опять-таки, превращается в теплоту. В предлагаемой же схеме теоретически вся действующая на грань лопатки сила давления газов становится тангенциальной составляющей и участвует во вращении ротора.

Инерционные потери в выдвижном устройстве значительно меньше, поскольку меньшие массы и перемещения деталей, участвующих в возвратно-поступательном движении. Это устройство — вспомогательное, его кривошипно-шатунный механизм не испытывает больших нагрузок, присущих соответствующему механизму поршневого двигателя, где он является основой его силовой части; он меньше потребляет мощности, чем классический КШМ, так как у него меньше деталей, и они значительно менее рассредоточены. В нем отсутствуют возвратно-поступательные пружины.

Впускные и выпускные окна постоянного сечения в рассматриваемом двигателе кратно больше, чем проходные сечения поршневого двигателя даже при четырехклапанном газораспределении. Благодаря чему обеспечивается лучшее наполнение свежим зарядом вспомогательной полости, а также более качественно происходит выпуск отработавших газов из рабочей полости, уменьшаются насосные потери. Наконец, в рассматриваемом двигателе отсутствует эффект "перекрытия" клапанов, когда часть свежего заряда попадает сразу в выпускной тракт.

Камера сгорания данного двигателя имеет более оптимальную форму (лучшее отношение площади поверхности к ее объему); процесс горения в ней некоторое время, на участке (*d*—*e*), протекает при постоянном объеме. Что позволяет повысить степень сжатия без опасности детонации. Отсюда — большая экономичность и экологичность двигателя.

Вспомогательная полость всегда холоднее ("горячий" в ней только обод ротора), чем цилиндр. Тем самым легче выдержать заданный коэффициент избытка воздуха. Несколько упрощается и система зажигания (нет необходимости в распределителе).

За счет значительного крутящего момента (радиус ротора кратно больше радиуса кривошипа коленчатого вала) можно обойтись без коробки передач. Двигатель хорошо уравновешен, отсюда — низкий уровень вибраций. Выдвижение лопаток происходит таким образом, что положение центра масс ротора не меняется, поэтому опоры цапф его вала не испытывают радиальных нагрузок.

Предлагаемая схема позволяет создавать, в зависимости от нужной степени форсирования, равновеликие рабочую и вспомогательную полости. Так, если объем рабочей полости больше объема полости вспо-

могательной (дефорсированный вариант), то более полно используется энергия газов и выше термический КПД. Если соотношение между объемами полостей обратное, то увеличивается удельная мощность двигателя. (Надо учитывать, что степень сжатия зависит от отношения объемов камеры сгорания и только вспомогательной полости.) Возможность варьировать соотношением полостей (что весьма проблематично для поршневого исполнения) позволяет организовать количественное регулирование не традиционным способом, а без дросселирования, что улучшает процесс смесеобразования при уменьшении насосных потерь.

Из-за продолговатости камеры сгорания можно применять две (и более) свечи зажигания, что обеспечивает лучший поджиг рабочей смеси и укорачивает путь фронта пламени. А это ведет к более чистому выхлопу.

Таким образом, рассмотренная схема позволяет получить более экономичный, с высокой удельной мощностью, конструктивно несложный, дешевый в производстве, компактный, надежный и экологичный двигатель.

# АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

УДК 629.4.027.001.05

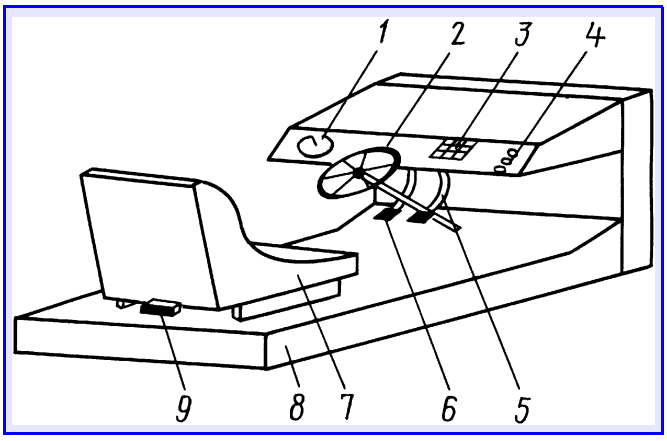
## Стенд-имитатор сигнализации торможения транспортных средств

Канд. техн. наук А.Н. ЗАГОРОДНИХ

Орловский ГТУ

Анализ транспортных происшествий показывает, что при современных плотностях транспортных потоков наиболее частые — столкновения АТС, движущихся в попутном направлении. Причина — несовершенство конструкции тормозной системы, которая базируется на простом принципе: стоп-сигналы зажигаются только от педали тормоза и никак не реагируют на другие виды торможения, например, двигателем. И даже при "штатном" внезапном торможении автомобиля-лидера водителю ведомого автомобиля информация об этом поступает с запаздыванием на 1,0—1,8 с, что равнозначно увеличению тормозного пути, в зависимости от скорости движения транспортного потока, на 8—17 м.

Для изучения влияния скорости транспортного средства и времени от начала снижения скорости (появления отрицательного ускорения) до начала торможения, т. е. времени переноса ноги водителя с педали газа на педаль тормоза, соответствующего величине пройденного пути, в Орловском ГТУ разработали и применяют в учебном процессе специальный стенд.




Данный стенд состоит (см. рисунок) из каркаса *8*, на котором установлены сиденье *7* водителя, рулевая колонка с колесом *2*, педали тормоза (*6*) и газа (*5*), фонарь *9* стоп-сигнала, панель управления со спидометром *1*, индикаторы *3* и предохранители *4*.

Стенд работает следующим образом.

Рычагом управления коробкой передач устанавливается требуемая передача, а с помощью педали газа по спидометру — необходимая скорость движения автомобиля. При снятии ноги с педали газа (уменьшении подачи топлива в двигатель) скорость движения снижается и вырабатывается сигнал о наличии отрицательного ускорения. Последнее фиксируется электронным устройством через датчик движения, и на лампы стоп-сигнала подается прерывистый световой сигнал. Кроме того, начинается отсчет времени, который продолжается до момента нажатия на педаль тормоза и срабатывания тормозной системы. По полученным данным (время от появления отрицательного ускорения до срабатывания тормозной системы, скорость движения) автоматически вычисляется путь, пройденный транспортным средством за это время.

Технические данные стенда:

| | |
|---|---|
| Диапазон скорости движения, км/ч | 20—120 |
| Скорость движения, км/ч на: | |
| II передаче | 20—40 |
| III передаче | 40—80 |
| IV передаче | 80—120 |
| Время: | |
| фильтрации сигналов отрицательного ускорения, периодов последовательных сигналов | 10 |
| цикла определения (обработки) момента появления отрицательного ускорения, с | 0,1 |
| Частота прерывания световых и звуковых сигналов индикации, Гц | 2 |
| Интервал времени между появлением отрицательного ускорения и началом торможения, с | от 0,1 до 5,0 |

Точность фиксации:
- скорости, км/ч . . . . . 0,1
- времени между появлением отрицательного ускорения и началом торможения, с, не более . . 0,1
- пройденного пути, м . . . . . 0,1

Число:
- повторов индикации прерывистых световых и звуковых сигналов . . . . . 3
- учитываемых типов покрытия . . . . . 6
- учитываемых состояний поверхности покрытия 3
- разрядов цифровой индикации . . . . . 4

Напряжение источника питания, В . . . . . 9—12

Электронное устройство, примененное на стенде, можно устанавливать и на АТС. В этом случае его подключают через фотоэлектрический датчик в разрыв между спидометром и его тросиком. Задачи устройства остаются теми же, что и на стенде. То есть оно формирует сигнал о движении автомобиля (с помощью датчика движения), определяет момент появления отрицательного ускорения (например, при торможении двигателем), фильтрует сигналы отрицательного ускорения и запоминает факт торможения, после появления отрицательного ускорения передает прерывистые световые и звуковые сигналы на средства отображения (стоп-сигналы). Эта информация — реальная. Водителю ведомого автомобиля она выдается на несколько секунд раньше начала торможения автомобиля-лидера, тем самым, предупреждая столкновения транспортных средств, движущихся в попутном направлении.

---

УДК 519.245:53.08

# Модифицированный критерий эффективности метрологического обеспечения эксплуатации АТС

Д-р техн. наук А.Г. СЕРГЕЕВ, К.С. ИСАКОВА

Владимирский ГУ

Проблемы качества технического обслуживания и ремонта АТС во многом определяются уровнем метрологического обеспечения соответствующих технологий, так как от измерительной информации, получаемой от средств технического диагностирования, зачастую зависит и правильность принимаемых как "тактических" решений (технология) выполнения операций ТО и ТР, так и решений "стратегических", прежде всего, касающихся назначения нормативов качества ТО и ТР. И, в не меньшей степени, стратегии предупреждения отказов и неисправностей АТС. Кроме того, своевременное и качественное, с учетом метрологических показателей, выполнение соответствующих операций ТО и ТР обеспечивает высокую техническую готовность АТС и снижает потребность в ремонте. А это, в свою очередь, ведет к минимизации материальных и трудовых затрат в эксплуатации.

Таковы реалии, известные всем тем, кто связан с проектированием, изготовлением и эксплуатацией АТС. Как и то, что средства технического диагностирования следует выбирать на основе технических и экономических (технико-экономических) критериев, самыми предпочтительными из которых признаны суммарные приведенные (или удельные) затраты на эксплуатацию, техническое обслуживание и ремонт АТС: они должны быть минимально возможными.

Сказанное выше — "азы" технико-экономической политики эксплуатации. Причем, в общем, так сказать, их изложении. Что же касается конкретных расчетов, то здесь еще очень и очень далеко от нормального положения вещей.

Например, практика показывает, что никто не учитывает множества реально существующих вариантов наборов контролируемых параметров АТС, а также то, что для реализации каждого варианта может быть несколько средств технического диагностирования, приемлемых для измерения того или иного контролируемого параметра, т. е. что каждый такой параметр может быть определен с помощью нескольких средств измерения.

Если же это учесть, то число $I$ всех возможных вариантов реализации системы контроля и диагностирования АТС (число вариантов наборов контролируемых параметров с учетом конкретных средств измерений) можно (и должно) оценивать по формуле № 1 (табл. 1).

Таблица 1

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $I = \sum_{i=1}^{k} \left( \prod_{j=1}^{N} l_j \right)$ | $I$ — число всех возможных вариантов реализации системы диагностирования; $i = 1,..., k$ — номер варианта реализации системы диагностирования; $N$ — число контролируемых параметров; $j = 1,..., N$ — номер контролируемого параметра; $l_j$ — число средств измерения, применяемых для измерения $j$-го контролируемого параметра |
| 2 | $Q = \min_{i=1...I} \left\{ \frac{1}{\pi_{pi}} \left[ \prod_{j=1}^{n_i} \left( \frac{\lambda P_{1_j} + P_{2_j}}{\lambda P_{нз_{max}}} + \frac{C_{к_j} + K_j}{C_{к_{max}}} \right) \right] \right\}$; $P_{нз_\Sigma} \leqslant P_{нз_{доп}}$ | $Q$ — критерий оптимизации метрологического обеспечения автотранспортных средств; $\pi_{pi}$ — полнота контроля в $i$-м варианте набора параметров; $n_i$ — число параметров в данном варианте реализации системы диагностирования; $\lambda = \frac{C_{p_1}}{C_{p_2}}$, $C_{p_1}$, $C_{p_2}$ — удельные стоимости от ошибок первого и второго рода; $P_{нз_{max}}$ — максимальная вероятность неверного заключения; $P_{нз_\Sigma}$ — суммарная вероятность неверного заключения для $i$-го варианта реализации системы диагностирования; $P_{нз_{доп}}$ — допустимая вероятность неверного заключения; $C_к$ — стоимость СТД с учетом затрат на эксплуатацию и проведение контроля; $C_{к_{max}}$ — максимальная стоимость СТД в рассматриваемой совокупности набора контролируемых параметров; $K_j$ — коэффициент производительности СТД |

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 3 | $P_{\text{нз}_j} = P_1 + P_2$ | $P_{\text{нз}_j}$ — вероятность неверного заключения, $P_1$ — величина ошибки первого рода, $P_2$ — величина ошибки второго рода |
| 4 | $P_{\text{нз}_\Sigma} = 1 - \prod_{j=1}^{R}(1 - P_{\text{нз}_j})$ | $P_{\text{нз}_j}$ — вероятность неверного заключения для $j$-го контролируемого параметра, $P_{\text{нз}_\Sigma}$ — вероятность неверного заключения для $i$-го варианта реализации системы контроля и диагностирования |
| 5 | $s = \begin{bmatrix} s_{11} & \dots & s_{1N} \\ \dots & s_{\rho j} & \dots \\ s_{R1} & \dots & s_{RN} \end{bmatrix}$ $s' = \begin{bmatrix} s'_{11} & \dots & s'_{1N} \\ \dots & s'_{mj} & \dots \\ s'_{M1} & \dots & s'_{MN} \end{bmatrix}$ | $s$ — матрица взаимосвязи контролируемых параметров с показателями качества подсистем, $s'$ — матрица взаимосвязи контролируемых параметров со структурными параметрами, $s_{\rho j}$ — коэффициенты, определяющие взаимосвязь $j$-го контролируемого параметра с показателем качества ρ-й подсистемы АТС; $N$ — число всех возможных для данного АТС контролируемых параметров; $R$ — число подсистем АТС; $s'_{mj}$ — коэффициенты, характеризующие взаимосвязь $j$-го контролируемого параметра с $m$-м структурным параметром ($m = 1,..., M$), $M$ — общее число структурных параметров. С помощью представленных матриц подбирают комбинации контролируемых параметров |
| 6 | $\pi_{\rho_i} = n_i/N$ | $\pi_{\rho_i}$ — полнота контроля по $j$-му рассматриваемому варианту, $i$ — номер рассматриваемой совокупности параметров, $i = 1,..., I$; $n_i$ — число параметров в рассматриваемом варианте реализации системы контроля и диагностирования; $N$ — число параметров, однозначно характеризующих состояние АТС |
| 7 | $\lambda = \frac{C_{\text{р}_1}}{C_{\text{р}_2}} - 1$ | $C_{\text{р}_1}$ и $C_{\text{р}_2}$ — коэффициенты, устанавливающие масштабы затрат на ошибки первого и второго рода соответственно, оцениваемые экспертными методами; $P_{\text{априор}} = \beta$, $P_{\text{апост}} = \alpha + \beta$; $P_{\text{апост}}$ — апостериорная вероятность принятия ошибочных решений; $P_{\text{априор}}$ — априорная вероятность ошибочных решений |
| 8 | $K_j = t_j/t_{\max}$ | $K_j$ — коэффициент производительности для $j$-го СТД; $t_j$ — время на контроль $j$-м средством измерения; $t_{\max}$ — время на контроль средством измерения максимальной стоимости |
| 9 | $t_j = t_{\text{д}j} + t_{\text{изм}j} + t_{\text{доп}j}$ | $t_j$ — время, необходимое для проведения измерения; $t_{\text{д}j}$ — время на доставку $j$-го СТД на рабочее место и обратно; $t_{\text{изм}j}$ — время, затрачиваемое на само измерение; $t_{\text{доп}j}$ — дополнительное время на установку СТД (принимается на основании статистических данных) |
| 10 | $P_{1\text{инд}}(t_\text{к}, \Delta_{\text{инд}_\text{доп}}) = \frac{\int_{\infty}^{B} f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dx(t_\text{к})}{\int_{-\infty}^{A} f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dx(t_\text{к})}$; $P_{2\text{инд}}(t_\text{к}, \Delta_\text{доп}) = 1 - \frac{\int_{\infty}^{B} f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dx(t_\text{к})}{\int_{-\infty}^{A} f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dx(t_\text{к})}$ | $\Delta_\text{доп}$ — дополнительная погрешность; $y\,(t_\text{к})$ — конкретное распределение результата измерения с учетом наработки АТС, для которого рассчитывается индивидуальный риск; $f[x(t_\text{к})]$ — безусловное распределение контролируемого параметра в $t_\text{к}$ момент времени; $p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]$ — плотность вероятности погрешности измерения; $A$, $B$ — нижнее и верхнее значения контролируемого параметра |
| 11 | $P_1(t_\text{к}, \Delta_\text{доп}) = 1 - \frac{\int_{AA}^{BB} \int f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dx(t_\text{к})}{\int_{A}^{B} f[x(t_\text{к})]dx(t_\text{к})}$; $P_2(t_\text{к}, \Delta_\text{доп}) = 1 - \frac{\int_{\infty B}^{AA} \int f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dy(t_\text{к})dx(t_\text{к})}{\int_{-\infty A} f[x(t_\text{к})]p[y(t_\text{к}) - x(t_\text{к}) + \Delta_\text{доп}]dy(t_\text{к})dx(t_\text{к})}$ | — |

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 12 | $P_1(t_к, \Delta_{доп}) = 1 - \frac{\int_{AA}^{BB} \int f[\xi(t_к)] p[y_\xi(t_к) - \xi_\Sigma(t_к)] dy_\xi(t_к) d\xi(t_к)}{\int_{A}^{B} f[\xi(t_к)] d\xi(t_к)}$; $P_2(t_к, \Delta_{доп}) = 1 - \frac{\int_{AA}^{BB} \int f[\xi(t_к)] p[y_\xi(t_к) - \xi_\Sigma(t_к)] dy_\xi(t_к) d\xi(t_к)}{\int_{-\infty A}^{\infty B} \int f[\xi(t_к)] p[y_\xi(t_к) - \xi_\Sigma(t_к)] dy_\xi(t_к) d\xi(t_к)}$ | $y_\xi(t_к) = \xi(t_к) + \Delta\xi_\Sigma(t_к)$ — измеренное значение контролируемого показателя; $f[\xi(t_к)]$ — безусловное распределение контролируемого показателя в $t_к$ момент времени; $p\lfloor y_\xi(t_к) - \xi_\Sigma(t_к)\rfloor$ — плотность вероятности погрешности измерения; $\xi(t_к)$ — безусловное распределение контролируемого показателя в $t_к$ момент времени; $d\xi(t_к)$ — дифференциал безусловного распределения контролируемого показателя в $t_к$ момент времени |
| 13 | $P_1(t_к) = \frac{\int_{-\delta_1-\delta_n-\delta_1-\delta_n}^{\delta_1\ \delta_n\ \delta_1\ \delta_n} \int\ldots\int f[x_1(t_к);\ldots;x_n(t_к)] p[y_1(t_к) - x_1(t_к) + \Delta_{доп1};\ldots;\ldots;y_n(t_к) - x_n(t_к) + \Delta_{доп n}] dy_1(t_к)\ldots dy_n(t_к) dx_1(t_к)\ldots dx_n(t_к)}{\int_{-\infty-\infty-\delta_1-\delta_n}^{\infty\ \infty\ \delta_1\ \delta_n} \int\ldots\int f[x(t_к)_1;\ldots;x_n(t_к)] p[y_1(t_к) - x_1(t_к) + \Delta_{доп1};\ldots;\ldots;y_n(t_к) - x_n(t_к) + \Delta_{доп n}] dy_1(t_к)\ldots dy_n(t_к) dx_1(t_к)\ldots dx_n(t_к)}$; $P_2(t_к) = \frac{\int_{-\delta_1-\delta_n-\delta_1-\delta_n}^{\delta_1\ \delta_n\ \delta_1\ \delta_n} \int\ldots\int f[x_1(t_к);\ldots;x_n(t_к)] p[y_1(t_к) - x_1(t_к) + \Delta_{доп1};\ldots;\ldots;y_n(t_к) - x_n(t_к) + \Delta_{доп n}] dy_1(t_к)\ldots dy_n(t_к) dx_1(t_к)\ldots dx_n(t_к)}{\int_{-\delta_1-\delta_n}^{\delta_1\ \delta_n} \int\ldots\int f(x_1(t_к);\ldots;x_n(t_к)) dx_1(t_к)\ldots dx_n(t_к)}$ | $f[x_1(t_к);\ldots;x_п(t_к)]$ — многомерное распределение контролируемого параметра (показателя); $p[y_1(t_к) - x_1(t_к) + \Delta_{доп1}]\ldots y_n(t_к) - x_n(t_к) + + \Delta_{доп n}$ — многомерное распределение погрешности измерения контролируемого параметра (показателя) |
| 14 | $\ddot{I}(\sigma_{\Delta x}) = \dot{I}(\Delta\tilde{N}) = \int \varphi(\Delta x)\Phi(\Delta x) d\Delta x = \int \varphi(\sigma_{\Delta x})\Psi(\sigma_{\Delta x}) d\sigma_{\Delta x}$ | $\ddot{I}(\sigma_{\Delta x})$ — функция потерь из-за погрешности измерения контролируемого параметра; $\dot{I}(\Delta\tilde{N})$ — математическое ожидание от функции изменения себестоимости; $\varphi(\Delta x)$ — плотность распределения вероятности погрешности измерений $\Delta x$; $\Phi(\Delta x)$ — функция, объединяющая изменение себестоимости, вызванное отклонениями контролируемого параметра от номинального значения, вследствие наличия погрешностей его измерения; $\varphi(\sigma_{\Delta x})$ — плотность распределения вероятности среднего квадратического отклонения погрешности измерений; $\Psi(\sigma_{\Delta x})$ — функция, объединяющая изменение себестоимости от среднего квадратического отклонения погрешности измерения |
| 15 | $\Delta C = \Phi(\Delta x) = \Psi(\sigma_{\Delta x})$ | $\Delta C$ — изменение себестоимости измерений; $\Phi(\Delta x)$ — функция, объединяющая изменение себестоимости, вызванное отклонениями контролируемого параметра от номинального значения вследствие наличия погрешностей его измерения; $\Psi(\sigma_{\Delta x})$ — функция, объединяющая изменение себестоимости от среднего квадратического отклонения погрешности измерения |
| 16 | $Q = \min_{i=1\ldots5} \left[ \frac{1}{\pi_{p_i}} \left( \frac{P_{1_j} + P_{2_j}}{P_{1_{max}} + P_{2_{max}}} + \frac{C_{к_j}}{C_{k_{max}}} \right) \right]$; $P_{нз_\Sigma} \leqslant P_{нз_{доп}}$ | — |

Так говорит теория. Однако чтобы повысить эффективность системы контроля и диагностирования, авторы предлагают модифицированный критерий $Q$ выбора наилучшего набора измеряемых параметров и средств их измерения. Это формула № 2.

Данный критерий основан на принципе выбора оптимального варианта реализации системы диагностирования по минимуму потерь $C_i$ при обеспечении заданной вероятности $P_{\text{нз}}$ неверного заключения для $i$-го варианта реализации системы контроля и диагностирования. Причем величина $P_{\text{нз}}$ представляет собой сумму вероятностей ошибок первого ($P_1$ — место отказа обнаружено недостаточно подробно) и второго ($P_2$ — место отказа обнаружено неверно) рода и вычисляется по формуле № 3, а $P_{\text{нз}_\Sigma}$ — по формуле № 4.

При невыполнении поставленного условия $P_{\text{нз}_\Sigma} \leqslant P_{\text{нз}_{\text{доп}}}$ дальнейшее рассмотрение данного варианта реализации системы нецелесообразно, так как он не обеспечивает требуемой достоверности контроля.

Для описания функциональных связей между параметрами АТС обычно применяется математическая или функциональная модель, по которой определяют потенциальные состояния АТС и подобающие им комбинации значений параметров на входе и выходе. С этой целью АТС рассматривают как комбинацию $R$ коррелированных подсистем, описываемых показателем ρ качества, число которых равно 1, ..., $R$.

Значения контролируемых параметров определяются прямым методом измерения — непосредственным контактом с объектом. Эти показатели могут быть найдены не только в результате прямых измерений, но и расчетным путем на основании известных зависимостей между параметрами.

Далее. При диагностировании технического состояния АТС необходимо локализовать место неисправности, т. е. контролировать структурные параметры, характеризующие техническое состояние отдельных узлов его систем. Причем иногда, для удобства восприятия, связь между контролируемыми параметрами и показателями качества подсистем АТС изображают в виде матриц (формулы № 5).

И еще одно очень важное обстоятельство: для формирования набора параметров диагностирования нужно принимать во внимание полноту контроля, которая в теории записывается формулой № 6. Но при этом необходимо учитывать и выполнение условия, определяющего границы $\pi_{\rho i}$: $0{,}7 \leqslant \pi_{\rho i} \leqslant 1$. В противном случае рассматриваемая совокупность параметров не в состоянии достаточно подробно охарактеризовать диагностируемую подсистему АТС или контролируемый параметр.

При выборе варианта системы диагностирования важной составляющей является стоимость $C$ всей системы, куда входят стоимостные потери $C_{\text{п}}$ из-за неверного заключения, вызванного ошибками первого и второго рода, стоимость $C_{\text{к}}$ средств технического диагностирования и затраты на эксплуатацию и проведение процесса диагностирования.

Реализация системы диагностирования оптимизируется, как сказано выше, по минимуму суммарных потерь. Для учета экономических ее характеристик предлагается использовать коэффициент λ, равный отношению удельных стоимостей ошибок первого ($C_{\text{р}_1}$) и второго ($C_{\text{р}_2}$) рода. При этом очевидно, что в случае, когда стоимости потерь от этих ошибок равны между собой, то λ = 1. Если же стоимости потерь ошибок первого и второго рода отличаются, то величину λ дает формула № 7.

Сказанное выше — не "онаучивание" реальных проблем. На практике оценка выбора параметров при сопоставимых значениях стоимостей потерь от ошибок контроля и стоимостей затрат на контроль очень важна, так как при превышении первых выбор сводится к обеспечению заданной достоверности контроля, а при превышении вторых система контроля становится неэффективной.

При сравнении различных средств технического диагностирования большое внимание нужно уделять не только погрешности измерений и стоимости, но и производительности контроля и диагностирования. Ведь уменьшение экономической результативности этих средств из-за повышения их стоимости во многих случаях компенсируется их высокой производительностью, т. е. временем проведения контрольных и диагностических операций. Теория данное обстоятельство учитывает, рекомендуя умножать относительную стоимость средств технического диагностирования на коэффициент $K_j$, определяемый по формуле № 8. Причем входящее в эту формулу время $t_j$ складывается из времени $t_{\text{д}j}$ на доставку данного средства на рабочее место и обратно, времени $t_{\text{изм}j}$, затрачиваемого непосредственно на само измерение, и дополнительного времени $t_{\text{доп}j}$ на установку системы измерений, определяемого на основании статистики (формула № 9).

Модифицированный критерий $Q$ позволяет выбрать оптимальные с точки зрения "достоверность—стоимость—производительность—потери от ошибок первого и второго рода—полнота контроля" параметры и средства их контроля и диагностирования как систем, так и АТС в целом. Но главное здесь, как видно из сказанного выше, — определить вероятности ошибок первого и второго рода. Вот почему на этой проблеме остановимся подробнее.

Начнем с очевидного: и те, и другие ошибки необходимо определять с учетом принятого в каждом конкретном случае алгоритма диагностирования, зависящего от конструктивного исполнения диагностируемой системы (узла, детали), а также состава параметров, характеризующих данную систему с достаточной степенью подробности.

Второе. Технологию диагностирования рассмотрим на примере математических зависимостей для определения ошибок первого и второго рода при выполнении контроля (как частного случая диагностирования) для одно- и многопараметрического случаев с учетом дополнительной составляющей погрешности измерения, как наиболее часто встречающейся на СТОА при выполнении измерительных операций.

В случае прямого контроля выражения для индивидуальных ошибок $P_{1_{\text{инд}}}$ и $P_{2_{\text{инд}}}$ принимают вид формул № 10, а выражения для средних значений ошибок первого и второго рода — формул № 11; в случае косвенного контроля — формул № 12, а прямого многопараметрического контроля — формул № 13.

Все эти математические зависимости целесообразно вычислять, применяя дискретную математику с использованием ЭВМ.

Чтобы определить допустимые значения вероятностей ошибок первого и второго рода, следует, руководствуясь экономическими соображениями, учесть функцию потерь. Для этого необходимо вычислить величину допустимых потерь ($П_{\text{доп}}$) от ошибок неверного заключения при контроле и диагностировании. Она определяется как математическое ожидание $M(\Delta C)$ от произведения функции плотности вероятности погрешности измерения значения контролируемого параметра и функции изменения себестоимости, вызванного отклонением значения показателя качества (формула № 14).

Наиболее часто встречающейся функцией $\Delta C$ при $x \notin [x_{\text{Н}}; x_{\text{В}}]$ является зависимость вида $\Phi(\Delta x) = \Delta C$, а при $x \in [x_{\text{Н}}; x_{\text{В}}]$ — $\Phi(\Delta x) = 0$. В этих зависимостях $x_{\text{В}}$, $x_{\text{Н}}$ — верхняя и нижняя границы допуска контролируемого параметра, $\Delta C$ — изменение себестоимости при попадании значения контролируемого параметра за пределы поля допуска вследствие погрешности измерения его значения.

Функция зависимости изменения себестоимости $\Delta C$ продукции от погрешности измерения $\Delta x$ или среднего квадратического отклонения $\sigma_{\Delta x}$ погрешности измерения выражается формулой № 15.

Приравнивая рассчитанное значение $П_{\text{доп}}$ к величине допустимых потерь $П(\sigma_{\Delta x})$, получают величину среднего квадратического отклонения погрешности измерения, соответствующего допустимым экономическим потерям $\sigma_{\text{доп}}$. Далее, подставляя полученное значение в выражения для ошибок первого и второго рода, рассчитывают допустимую величину неверного заключения.

Чтобы проиллюстрировать сказанное выше, рассмотрим пример повышения эффективности метрологического обеспечения при диагностировании электрооборудования автомо-

Таблица 2

| № варианта | Электрическое напряжение постоянного тока | Сила постоянного тока | Частота вращения коленчатого вала | Электрическое сопротивление постоянному току | Начальный угол опережения зажигания | $Q$ |
|---|---|---|---|---|---|---|
| 1 | $\Delta/T = 0{,}01$; $C = 0{,}6$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}01$; $C = 0{,}6$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}001$; $C = 0{,}2$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 0{,}6$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}008$; $C = 0{,}7$; $K = 1$ | 1,890 |
| 2 | $\Delta/T = 0{,}008$; $C = 0{,}3$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 0{,}3$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}0008$; $C = 0{,}3$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}002$; $C = 0{,}12$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}016$; $C = 1$; $K = 1$ | 0,570 |
| 3 | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 1$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 1$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 1$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 1$; $K = 1$ | $\Delta/T = 0{,}005$; $C = 0{,}3$; $K = 1$ | 0,975 |

биля ВАЗ-2107. При этом учтем, что в данном случае проверке подлежат пять диагностических параметров — напряжение и сила тока, сопротивление постоянному току, начальный угол опережения зажигания и частота вращения коленчатого вала ДВС. Тогда при $\lambda = 1$ и $K_j = 1$ формула для расчета критерия эффективности метрологического обеспечения диагностирования технического состояния принимает вид формулы № 16. Выполненные по ней расчеты (значения допустимых ошибок первого и второго рода принимались соответственно равными 0,02 и 0,005) дали результаты, приведенные в табл. 2. Они получены для трех вариантов сочетания характеристик контролируемых параметров, отношений погрешности измерения к величине поля допуска $\Delta/T$, себестоимостей $C$ диагностического оборудования и коэффициента $K$ производительности.

Как видно из этой таблицы, наиболее эффективен вариант № 2. Его преимущество, по сравнению с вариантом № 1, достигается за счет меньшей стоимости используемых средств измерений, а по сравнению с вариантом № 3 — за счет меньших потерь от ошибок первого и второго рода.

Таким образом, предлагаемый авторами модифицированный критерий эффективности метрологического обеспечения технического диагностирования действительно позволяет выбрать наиболее оптимальный вариант системы, т. е. тот, который обеспечивает максимальный уровень качества операций диагностирования.

# ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.795.2

## Качество шлифования криволинейных поверхностей

Канд. техн. наук И.И. КОЛТУНОВ

МГТУ "МАМИ"

Главные требования, предъявляемые к шлифовальным операциям в подшипниковом производстве, — обеспечить требуемую шероховатость рабочих поверхностей деталей. Потому что именно эта операция определяет долговечность подшипника, бесшумность его работы и т. д. Известно и то, что выполнение данного требования зависит от физико-механических свойств поверхностного слоя колец подшипников после обработки — степени упрочнения или наклепа, глубины наклепанного слоя, величины, характера и знака остаточных напряжений в нем.

Обеспечить названное выше требование непросто. Дело в том, что упрочнение поверхностного слоя материала колец при шлифовании происходит из-за искажения пространственной кристаллической решетки, неоднородной деформации различно ориентированных зерен поликристалла, переориентирования кристаллических зерен, изменения состояния плоскостей скольжения пары "инструмент—деталь". И если судить по публикациям, то при шлифовании высокоуглеродистых сталей степень упрочнения колеблется от 60 до 65 %, а малоуглеродистых — от 140 до 150 %. Причем глубина наклепанного слоя может достигать 0,03—0,06 мм. Кроме того, А.А. Маталин пришел к выводу, что с увеличением глубины резания, скорости вращения изделия и с уменьшением режущей способности шлифовального круга степень упрочнения увеличивается.

Вот то, чем располагает теория к настоящему времени. Но этого уже явно недостаточно для практики. И в МГТУ "МАМИ" занялись более глубоким изучением данной проблемы. При этом специалисты исходили, из того, что в поверхностном слое традиционно принято различать остаточные напряжения первого, второго и третьего родов, остающиеся в детали после прекращения действия внешних сил. Причем наибольшее влияние на работоспособность поверхности оказывают, что не вызывает сомнения, остаточные напряжения первого рода, уравновешивающиеся в пределах изделия и возникающие вследствие неоднородности пластической деформации, а также от неравномерного нагрева или охлаждения.

Далее. Наиболее важный фактор, влияющий на вид, величину и характер остаточных напряжений, возникающих в поверхностном слое детали при шлифовании, есть усилие резания (подача на врезание), и с ростом усилия резания остаточные напряжения сжатия, действительно, уменьшаются, потому что увеличивается температура в зоне шлифования и, как следствие, в поверхностном слое развиваются остаточные напряжения растяжения, ослабляю-

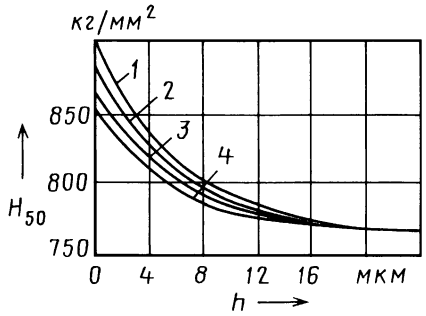



*Рис. 1. Измерение микротвердости по глубине поверхностного слоя при подачах шлифовального круга 2,4 мм/мин (1); 1,8 мм/мин (2); 2 мм/мин (3) и 0,6 мм/мин (4)*

щие рост напряжений сжатия. Что и ведет к потере эксплуатационных свойств изделия.

Но все перечисленное — результат обработки колец традиционными методами. Однако в случае шлифования методом пересекающихся осей чашечными кругами результаты получаются совершенно иными (рис. 1 и 2).

В частности, из рисунков следует, что глубина упрочненного слоя в зависимости от поперечной подачи колеблется в пределах от 12 до 16 мкм. Причем с увеличением поперечной подачи степень наклепа (упрочнения поверхностного слоя) растет и составляет 0,18—0,2 (113—120 %). Что доказывает: упрочнение зависит преимущественно от силового режима обработки.

Но это, так сказать, попутный вывод.

При шлифовании методом пересекающихся образуются остаточные напряжения сжатия (см. рис. 2), которые в зависимости от поперечной подачи изменяются от 20 до 34 Н (от 20 до 35 кгс/мм). Причем они резко убывают по глубине поверхностного слоя, достигая 50—200 Н (0,5—2 кгс/мм) на глубине 12—16 мкм. С увеличением же поперечной подачи остаточные напряжения сжатия в поверхностном слое уменьшаются. Причина — возрастание температуры в зоне шлифования, ослабляющее рост напряжений сжатия.

Кроме того, из рисунков видно, что характерные при шлифовании закаленной стали ШХ15 абразивными кругами экстремумы на кривых микротвердости и эпюрах остаточных напряжений, свидетельствующие о происшедшем отпуске в тонком слое детали, отсутствуют. Потому что при шлифовании методом пересекающихся осей за счет появления вибрации высокой частоты в зоне резания улучшаются условия отвода из нее теплоты. Поэтому, несмотря на высокие мгновенные температуры, возникающие в ней, о чем свидетельствует интенсивное искрообразование, теплота не успевает концентрироваться в тонком поверхностном слое и разогревать его до температур, превосходящих температуры структурных превращений.

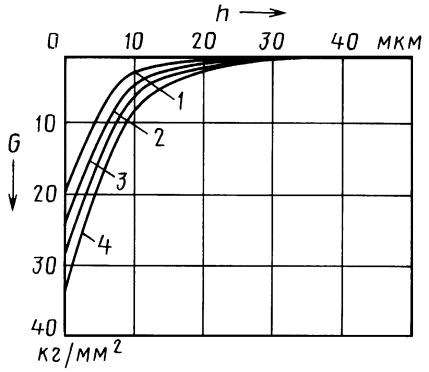



*Рис. 2. Распределение остаточных напряжений по глубине поверхностного слоя при подачах шлифовального круга 2,4 мм/мин (1); 1,8 мм/мин (2); 1,2 мм/мин (3) и 0,6 мм/мин (4)*

Вывод: при шлифовании методом пересекающихся осей в поверхностном слое появляются остаточные напряжения сжатия и создается упрочненный поверхностный слой, что способствует повышению износостойкости обработанной поверхности.

---

УДК 621.436

# Решение уравнения энергии при моделировании процесса конвективного теплообмена на участке "жаровой пояс поршня—цилиндр"

Канд. техн. наук П.А. ЛОЩАКОВ

ЯМЗ

Теплопередача между твердым телом и жидкой или газообразной текущей средой представляет собой проблему механики потоков. Здесь на механическое течение налагается тепловой поток, и в общем случае оба потока влияют один на другой. Преобладающая часть процесса выравнивания температур между твердым телом и внешней средой при наличии разности температур между ними идет в тонком слое непосредственно вблизи тела. (Этот слой, по аналогии с пограничным слоем течения, называют температурным или тепловым пограничным слоем.)

Очевидно, что в процессе такого выравнивания гидродинамические явления и явления теплопроводности тоже оказывают друг на друга сильное влияние. И чтобы смоделировать данный процесс, необходимо составить уравнение теплового баланса для движущейся частицы жидкости или газа и присоединить его к гидродинамическим уравнениям движения.

При выводе уравнений движения (см. "АП", 2006, № 7) доказано, что для быстроходных транспортных дизелей газ, движущийся к поршневым кольцам в зазоре "жаровой пояс поршня—цилиндр" на такте "сгорание—расширение", можно приближенно рассматривать как несжимаемую жидкость и расчет поля течения выполнять независимо от уравнения энергии. Но чтобы найти распределение температуры, гидродинамические уравнения движения нужно связать с уравнением энергии (уравнением Фурье-Кирхгофа), которое при постоянном коэффициенте $\lambda$ теплопроводности, как известно, имеет вид формулы № 1 (см. таблицу).

Как видим, в данную формулу входит субстанциальная производная температуры $DT/Dt$, которая распадается на локальную и конвективную составляющие. Первая из них показывает, что температура в данной точке изменяется независимо от движения жидкости (датчик температуры перемещается вместе с частицей), а вторая свидетельствует о том, что температура частицы меняется из-за движения самой частицы.

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 1 | $c_p\rho\frac{DT}{D\tau} = \lambda\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) + \mu\Phi$ | $c_p$ — удельная, т. е. отнесенная к единице массы, теплоемкость жидкости/газа; $T$ — температура; $\tau$ — время; $\lambda$ — коэффициент теплопроводности; $\mu$ — динамический коэффициент жидкости (газа); $x$, $y$, $z$ — координаты пространства; $\Phi$ — диссипативная функция Рэлея, представляющая собой квадраты частных производных компонентов вектора скорости по координатам $x$, $y$ и $z$; $\frac{DT}{D\tau} = \left(\frac{\partial T}{\partial \tau}+u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)$ — субстанциальная производная; $\frac{DT}{D\tau}$ — местное (локальное) изменение $T$; $\left(u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}+w\frac{\partial T}{\partial z}\right)$ — конвективное изменение $T$; $u$, $v$, $w$ — проекции вектора скорости по осям $x$, $y$, $z$; $\rho$ — плотность жидкости (газа) |
| 2 | $\frac{\partial w}{\partial \tau}+w\frac{\partial w}{\partial z}+\nu\frac{\partial w}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial z}+\nu\left(\frac{\partial^2 w}{\partial z^2}+\frac{\partial^2 w}{\partial y^2}\right)$; $\frac{\partial \nu}{\partial \tau}+w\frac{\partial \nu}{\partial y}+\nu\frac{\partial \nu}{\partial y} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial p}{\partial y}+\nu\left(\frac{\partial^2 \nu}{\partial z^2}+\frac{\partial^2 \nu}{\partial y^2}\right)$; $\frac{\partial w}{\partial z}+\frac{\partial \nu}{\partial \nu} = 0$; $\frac{\partial T}{\partial \tau}+w\frac{\partial T}{\partial z}+\nu\frac{\partial T}{\partial y} = a\left(w\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}+\nu\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)+\frac{\mu}{\rho c_p}\Phi$ | $p$ — давление; $\frac{\partial T}{\partial z}$, $\frac{\partial T}{\partial y}$ — продольный и поперечный градиенты температуры; $\nu = \mu/\rho$ — кинематическая вязкость жидкости/газа; $\alpha = \lambda/\rho c_p$ — коэффициент температуропроводности жидкости (газа) |
| 3 | $T^* = T_п - \frac{0{,}1\mathrm{Pr}+40}{Pr+72}(T_п - T_г)$ | $T_п$ и $T_г$ — средняя температура поверхностей — боковой поршня и гильзы, $\mathrm{Pr} = \nu/a$ — число Прандтля |
| 4 | $\mathrm{Sh} = \frac{l}{w_{ср}\varphi/6n}$ | $l$ — длина жарового пояса поршня; $w_{ср}$ — средняя скорость потока газа; $\varphi$ — угол поворота коленчатого вала двигателя; $n$ — частота вращения коленчатого вала в минуту |
| 5 | $w\frac{\partial T}{\partial z} = a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)+\frac{\mu}{\rho c_p}\Phi$ | — |
| 6 | $\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}/\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \sim 0\left(\frac{T\delta^2}{\delta^2 T}\right) = 0\left(\frac{\delta}{l}\right)^2$ | $\delta$ — поперечные размеры; $0(\delta)$ — порядок поперечных размеров; $0(1)$ — порядок продольных размеров ($\delta \ll 1$) |
| 7 | $w\frac{\partial T}{\partial z} = a\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}+\frac{\mu}{\rho c_p}\Phi$ | — |
| 8 | $\Phi = \left(\frac{\partial w}{\partial z}\right)^2+\left(\frac{\partial \nu}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2+\left(\frac{\partial \nu}{\partial z}\right)^2+2\left(\frac{\partial w}{\partial y}\frac{\partial \nu}{\partial z}\right)$ | — |
| 9 | $\Phi = \left(\frac{w_{ср}}{l}\right)^2\left[\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{z}}\right)^2+\left(\frac{\partial \bar{\nu}}{\partial \bar{y}}\right)^2+\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}}\right)^2+\left(\frac{\partial \bar{\nu}}{\partial \bar{z}}\right)^2+2\left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial \bar{y}}\frac{\partial \bar{\nu}}{\partial \bar{z}}\right)\right]$ | — |
| 10 | $\Phi = 0\left\{\left(\frac{w_{ср}}{l}\right)^2\left[\left(\frac{1}{1}\right)^2+\left(\frac{\delta}{\delta}\right)^2+\left(\frac{1}{\delta}\right)^2+\left(\frac{\delta}{1}\right)^2+2\left(\frac{1}{\delta}\frac{\delta}{1}\right)\right]\right\} = 0\left(\frac{w_{ср}}{l}\right)^2\left(\frac{1}{\delta}\right)^2$ | — |
| 11 | $\frac{\frac{\mu}{\rho c_p}\Phi}{a\left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)} \sim \frac{\frac{\mu}{\rho c_p}\left(\frac{\partial w}{\partial y}\right)^2}{\frac{\lambda}{\rho c_p}\left(\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right)} \sim \frac{\mu w_{ср}^2}{\lambda T}$ | — |
| 12 | $w_{ср}\frac{\partial t}{\partial w} = a\frac{\partial^2 t}{\partial y^2}$ | — |
| 13 | $\bar{\Theta} = \frac{t-t_m}{t_z-t_m} = 3\sum_{n=0}^{\infty}\frac{B_n}{\xi_n^2}\exp\left(-\frac{8}{3}\xi_n^2\frac{1}{\mathrm{Pe}}\frac{x}{\Delta}\right)$ | $\bar{\Theta}$ — безразмерная температура; $t_m$ — среднеарифметическая температура стенок канала; $t_z$ — максимальная за цикл температура газа в цилиндре; $\mathrm{Pe} = \mathrm{RePr}$ — число Пекле; Re — число Рейнольдса для газов в зазоре; $\mathrm{Pr} = 0{,}72$ — число Прандтля для газов в зазоре |

| № формулы | Формула | Примечания |
|---|---|---|
| 14 | $t_{г\,ср} = \frac{1}{l}\int_0^1 t dl$ | — |
| 15 | $\overline{N}_и = \frac{1}{2}\,\mathrm{Pe}\frac{\Delta}{l}\ln\overline{\Theta}_{x=1}$ | — |
| 16 | $\alpha' = \frac{\overline{N}_и \lambda_г}{d_{экв}}$ | $\lambda_г$ — коэффициент теплопроводности газов в зазоре при температуре $t_{г\,ср}$; $d_{экв} = 2\Delta$ — эквивалентный диаметр; $\Delta$ — рабочая ширина зазора |
| 17 | $q'_{вд} = \alpha'(t_п - t_{г\,ср}) = \alpha'\Delta t_1$ | $t_п$ — температура жарового пояса поршня; $\Delta t_1$ — разность $(t_п - t_{гср})$ |

Модель Фурье-Кирхгофа — трехмерная. Однако можно воспользоваться и более простой двухмерной моделью при исследовании процесса теплообмена в зазоре "жаровой пояс поршня—цилиндр", потому что радиальный зазор $\Delta$ между жаровым поясом поршня и цилиндром очень небольшой ($\Delta R \to 0$, где $R = D/2$ — радиус цилиндра). То есть задачу поиска распределения температуры можно рассматривать не в цилиндрической (трехмерной), а в плоской (двухмерной) постановке. При этом начало координат в зазоре следует располагать на равном расстоянии $h$ от стенок канала, направление движения газа принимать по оси $z$, а ось $y$ рассматривать как перпендикулярную оси $z$. Тогда проекции скорости на оси координат будут следующими: $u = 0$, $v \neq 0$, $w \neq 0$.

Аналитическое описание задачи сводится к системе, состоящей из уравнений движения, энергии, неразрывности потока газа вдоль плоскости 0—$z$ с соответствующими граничными условиями (формулы № 2). Причем при $y = +h$ проекции $w = v = 0$, $T = t_п$, а при $y = -h$, проекции $w = v = 0$, $T = t_ц$ ($t_п$ и $t_ц$ — соответственно средние температуры поршня на поверхности жарового пояса и сопряженного с ним участка поверхности цилиндра).

Если для оценки физических констант выбирать определяющую температуру, которая подчиняется условию, записанному в виде формулы № 3, то система формул № 2 распадается на отдельные уравнения.

Первые два из них — уравнения движения. Их решение получено ранее (см. "АП", 2006, № 7) независимо от четвертого из уравнений, входящих в данную систему, — уравнения энергии. Поэтому решить нужно лишь последнее, для чего необходимо оценить порядок входящих в него величин.

Начнем с отношения локального переноса теплоты к конвективному — числа *Sh* Струхаля, которое подсчитывается по формуле № 4. Расчет по ней показывает, что $Sh = 2{,}5 \cdot 10^{-2}$. То есть локальный перенос теплоты оказывается на два порядка меньше конвективного. Значит, его влияние на субстанциальную производную $DT/D\tau$ температуры незначительно и им можно пренебречь.

Задачу можно свести даже к одномерной модели. На том основании, что отношение длины $l$ жарового пояса к рабочей ширине зазора $\Delta$ у быстроходных транспортных дизелей составляет ~100 ($l/\Delta \approx 10^2$). Столь значительные величины данного отношения позволяют говорить о возможности использования одномерных моделей при описании движения газов, т. е. утверждать, что неравномерность распределения параметров потока по поперечному сечению не оказывает сколько-нибудь заметного воздействия на изменение характеристик течения по длине зазора.

В результате уравнение энергии выражается формулой № 5.

Удельный "вес" членов $\partial^2 T/\partial z^2$ и $\partial^2 T/\partial y^2$, связанных с молекулярным переносом теплоты, дает их отношение (формула № 6). Пусть $\delta = \Delta = 0{,}1$ мм, $l = 23{,}5$ мм, тогда $(\delta/l)^2 = 1{,}8 \cdot 10^{-5}$. При этом первое слагаемое правой части формулы № 5 получается на несколько порядков меньше второго. То есть им тоже можно пренебречь, в результате уравнение энергии в окончательном виде — формула № 7.

Далее. Диссипативная функция Рэлея, которая входит в данную формулу, в случае плоского (двухмерного) течения газа в зазоре описывается, как известно, формулой № 8. Но для удобства ее лучше привести к безразмерному виду, для чего за масштаб скорости достаточно принять скорость $w_{ср}$ перемещения газа, а за масштаб линейных размеров — длину $l$ жарового пояса поршня (расстояние от его верхней кромки до первого поршневого кольца). В результате формула № 8 превращается в формулу № 9. Очевидно, что $\overline{w} = 0$ (1), $\overline{z} = 0$ (1); $\overline{y} = 0$ ($\delta$), $\overline{v} = 0$ ($\delta$), причем $\delta \ll 1$.

Порядок правой части диссипативной функции:

$$\Phi = 0\left\{\left(\frac{w_{ср}}{l}\right)^2\left[\left(\frac{1}{1}\right)^2 + \left(\frac{\delta}{\delta}\right)^2 + \left(\frac{1}{\delta}\right)^2 + \left(\frac{\delta}{1}\right)^2 + 2\left(\frac{1}{\delta}\frac{\delta}{1}\right)\right]\right\} =$$

$$= 0\left(\frac{w_{ср}}{l}\right)^2\left(\frac{1}{\delta}\right)^2.$$

Но на основании выполненных оценок диссипативную функцию $\Phi$ без ущерба для точности можно представить формулой № 10.

Зная, что для условий течения газа в зазоре на такте "сгорание—расширение" $\mu = 56 \cdot 10^{-3}$ Па · с, $\lambda = 95{,}2 \times \times 10^{-3}$ Вт/(м · К), $T = 1600$ К, $w_{ср} \approx 200$ м/с, по формуле № 11 оценим отношение диссипативной тепло-

ты к молекулярному ее переносу. В итоге получаем $\mu w^2/\lambda T \approx 1{,}47 \cdot 10^{-2}$. То есть и диссипативной теплотой можно пренебречь.

Для определения среднемассовой температуры $t$ газа в зазоре быстроходных транспортных дизелей уравнение энергии газа принимает вид формулы № 12.

В целом оценкой порядка величин, входящих в уравнения движения, неразрывности и энергии течения газа к поршневым кольцам быстроходных транспортных дизелей, доказано, что при выполнении семи условий (течение газа и процесс теплообмена стационарны; газ — несжимаемый и его физические свойства не зависят от давления $p$ и температуры $t$; его течение стабилизировано — профиль скорости не изменяется по длине, его расход задан, т. е. известна средняя по сечению скорость $w_{ср}$; во входном сечении теплообменного участка температура газа постоянна по сечению и равна $t_z$; средняя температура стенки канала на участке теплообмена тоже постоянна и равна $t_m = (t_п + t_ц)/2$, где $t_п$ и $t_ц$ — средняя температура поршня на поверхности жарового пояса и температура сопряженного с ним участка поверхности цилиндра; в потоке отсутствуют внутренние источники теплоты, а ее количество, выделяемое вследствие диссипации энергии, пренебрежимо мало; изменение теплового потока вдоль оси канала, обусловленного теплопроводностью, мало́, по сравнению с изменением теплового потока вдоль оси канала из-за конвекции) уравнения № 12 в форме рядов имеют вид формулы № 13, для решения которой величины значений $\xi_n$ и коэффициентов $B_n$ ($n$ — порядковые номера членов ряда) в задаче теплообмена в плоском канале при постоянной температуре стенки нужно брать из монографии Б.С. Петухова "Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах".

Результаты решения уравнения энергии газа приведены на рис. 1 в виде зависимости среднемассовой температуры $t$ газа в зазоре "жаровой пояс поршня —

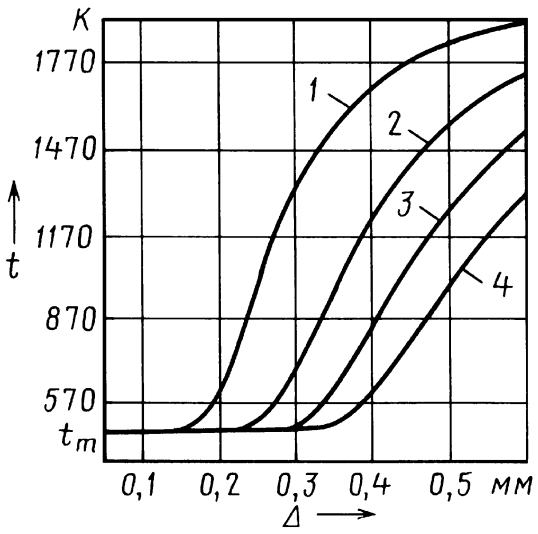



*Рис. 1. Зависимость среднемассовой температуры газа в зазоре "жаровой пояс поршня—цилиндр" дизелей ЯМЗ 8Ч 13/14 от ширины зазора между ними и высоты жарового пояса:*
*1 — $l$ = 10 мм; 2 — $l$ = 20 мм; 3 — $l$ = 80 мм; 4 — $l$ = 40 мм*

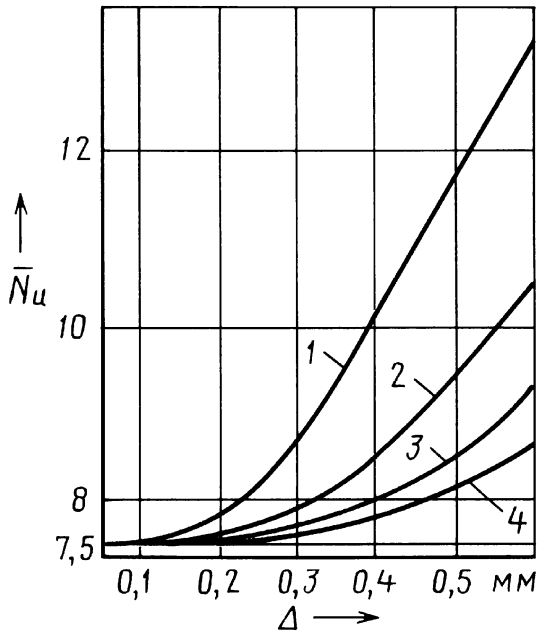



*Рис. 2. Зависимость числа Нуссельта (коэффициента теплоотдачи) от ширины зазора между жаровым поясом поршня и цилиндром дизелей ЯМЗ 8Ч 13/14 и высоты жарового пояса:*
*1 — $l$ = 10 мм; 2 — $l$ = 20 мм; 3 — $l$ = 30 мм; 4 — $l$ = 40 мм*

цилиндр" от геометрии сопряженных деталей при параметрах, соответствующих рабочему процессу двигателя ЯМЗ 8Ч 13/14. Из него видно, что при высоте жарового пояса 10 мм температура газа при подходе к первому кольцу начинает превышать среднюю температуру $t_m$ стенок деталей лишь при $\Delta > 0{,}15$ мм. И это превышение при постоянной длине $l$ надкольцевого канала по мере увеличения его ширины возрастает тем интенсивней, чем короче канал. Однако при температуре газа, близкой к максимальной температуре цикла, темп ее роста при подходе к первому кольцу с увеличением ширины зазора уменьшается. В длинных же каналах при одинаковой ширине надкольцевой щели температура газа при подходе к первому кольцу значительно ниже, чем в коротких.

За определяющую температуру газов при расчете параметров теплообмена между газом в зазоре и поверхностью жарового пояса поршня принимали среднюю интегральную температуру $t_{г\,ср}$ газов (формула № 14); среднее интегральное по длине канала число $\overline{Nu}$ Нуссельта вычисляли по формуле № 15.

Среднеинтегральная величина этого числа, безразмерного коэффициента теплоотдачи, приведена на рис. 2. Из него следует, что $\overline{Nu}$ возрастает с уменьшением длины $l$ канала и увеличением его ширины $\Delta$. Так, в канале с $\Delta = 0{,}6$ мм и $l = 10$ мм $\overline{Nu} = 13{,}3$. При малой ширине и значительной длине канала $\overline{Nu}$ остается практически постоянным и равным ~7,5.

По найденному значению $\overline{Nu}$ определяли среднеинтегральный по длине канала коэффициент $\alpha'$ конвективного теплообмена (формула № 16); плотность $q'_{вд}$ теплового потока от газа в зазоре к поверхности жарового пояса в процессе выравнивания давления — по формуле № 17.

Таким образом, использование наиболее общих соотношений, базирующихся на фундаментальных законах физики, позволяет осмыслить процессы конвективного теплообмена, протекающие в сопряжении "жаровой пояс поршня—цилиндр" быстроходных транспортных дизелей, а на основе этих соотношений создать работоспособные прикладные программы. Что и было сделано. В результате с помощью этих программ определили параметры конвективного теплообмена, которые могут использоваться в качестве граничных условий для расчетов тепловой и механической напряженностей и анализа новых конструкций поршней.

---

УДК 651.436, 538.953

# Полупрозрачная теплоизоляция для адиабатного дизеля

## (новая концепция)

В.Г. МЕРЗЛИКИН, М. ГУТИЕРРЕС ОХЕДА, В.В. БЕЗДЕЛКИН, О.В. СИДОРОВ, В.Г. СУТУГИН

МГТУ "МАМИ", МГТУ имени А.Н. Косыгина

"Камера сгорания—цилиндропоршневая группа" — наиболее теплонапряженный узел ДВС, процессы теплообмена в котором определяют такие важнейшие показатели, как эффективный КПД, токсичность продуктов сгорания, надежность и ресурс. Поэтому поиск путей оптимизации температурного режима данного узла, и, в первую очередь, камеры сгорания всегда был и остается чрезвычайно актуальной задачей. И надо сказать, что к настоящему времени здесь сделано многое. В частности, предложена идея применения теплоизолирующих покрытий стенок и элементов камеры (адиабатный ДВС) и проводились модельные испытания. Однако исследования одного из типов такого ДВС показали, что традиционные теплоизолирующие покрытия, керамические слои, проблему не решают. Они несущественно улучшают его эксплуатационные характеристики, но за счет низкой теплопроводности поверхность покрытия нагревается до высоких (800 К, или 527 °С, и более) температур вызывая увеличение расхода топлива (эффект Вошни), незначительный рост и даже снижение КПД. И, что гораздо хуже, резко повышает концентрацию оксидов азота в отработавших газах. Кроме того, из-за больших градиентов температуры покрытие оказывается крайне недолговечным. В результате на адиабатном дизеле, по молчаливому согласию специалистов, была, как говорится, поставлена точка.

Такое решение, на наш взгляд, явно преждевременное. Ведь известно, что существенная (до 50 %) доля суммарного теплового потока сгорающей в камере сгорания топливовоздушной смеси приходится на терморадиацию преимущественно в быстроходных дизельных двигателях. Но именно этого и не учитывают разработчики камер сгорания адиабатных дизелей. Другими словами, в исследованиях и в России, и за рубежом не принимали во внимание существенный селективный характер поглощения и рассеяния лучистой компоненты теплового потока теплоизолирующими покрытиями и, прежде всего, процессы лучистого теплообмена. (Хотя, заметим, публикаций на данную тему было достаточно, и особенно публикаций, связанных с решением прикладных задач.) И, если их проанализировать, то вырисовывается следующая картина.

Локальные температуры в объеме камеры сгорания дизеля за счет сгорания частиц сажи достигают 2000—2500 К (1727—2227 °С). Именно из-за этого на ее стенки и другие элементы воздействует лучистый тепловой поток (по закону Планка) до $q_0$ ~ (0,5—1) МВт/м$^2$ в ближнем ($\lambda \approx 1 \div 2$ мкм) ИК-диапазоне длин волн, т. е. в коротковолновой для данной задачи области спектра. Для углеводородных топлив температура несколько ниже ~1500 К (1227 °С). Эти продукты горения не только формируют конвективный поток, но и генерируют также собственное излучение в среднем ($\lambda > 2$ мкм) ИК-диапазоне длин волн (длинноволновой) области спектра со значением лучистого потока $q_{A\varepsilon}$ на несколько порядков меньшим, чем $q_0$ в коротковолновой области (рис. 1).

В обоих названных диапазонах длин волн теплоизолирующие покрытия из керамик (к примеру, на основе окиси алюминия, диоксидов кремния и циркония),

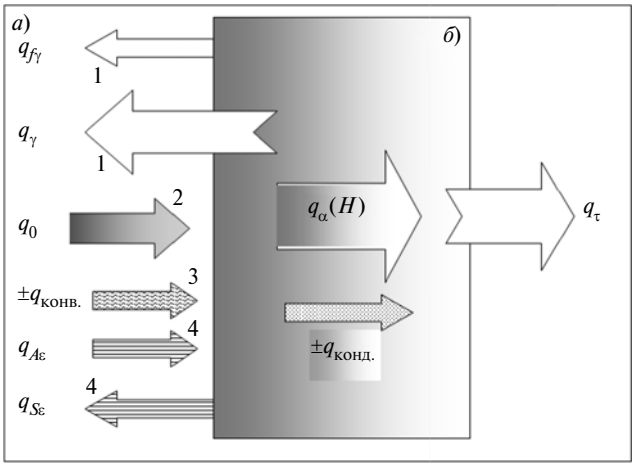



*Рис. 1. Физическая модель энергетического баланса тепловых потоков в объеме (а) и граничном слое (б) теплоизолирующего полупрозрачного покрытия внутренней стенки камеры сгорания дизельного двигателя:*

*1* — радиационные, проникающие через границу раздела сред потоки тепла в видимом и ближнем ИК-диапазонах длин волн $\lambda = 0{,}3 \div 2$ мкм, включающие падающий на покрытие радиационный поток $q_0$, который излучается раскаленными частицами сажи, $q_{fr}$ — отраженный от облучаемой границы поток по закону Френеля, $q_r$, $q_\alpha$, $q_\tau$ — отраженный, поглощенный и пропущенный потоки излучения для слоя покрытия толщиной $H$; *2* — радиационные, поглощаемые на границе раздела сред потоки тепла в средней ИК области спектра длин волн $\lambda > 2$ мкм, включающие поток $q_{A\varepsilon}$ собственного излучения газовой атмосферы продуктов сгорания углеводородного топлива при температуре $T_A$ ~ 800—1500 К (527—1227 °С), поток $q_{S\varepsilon}$ собственного излучения нагреваемой стенки камеры сгорания; *3* — конвективный $q_{конв}$ тепловой поток, воздействующий на поверхность покрытия; *4* — кондуктивный $q_{конд}$ тепловой поток, формируемый в толще покрытия

применяемые разработчиками адиабатных дизелей, обладают определенными (до $\lambda \approx 2 \div 4$ мкм) полосами пропускания, т. е. являются полупрозрачными, что нельзя не учитывать при анализе теплового режима камеры сгорания. Причем керамики на основе оксида циркония, благодаря высокой механической прочности, оказались наиболее востребованными в двигателестроении при создании теплоизолирующих покрытий. В частности, экспериментальные исследования доказали: величина показателя поглощения æ для порошка диоксида циркония изменяется в пределах от 1 до 20 м$^{-1}$, а показателя рассеяния σ — от 10 до 1000 м$^{-1}$. В то же время следует учитывать, что, например, при плазменной технологии нанесения покрытий на стенки камеры сгорания в составе покрытий может присутствовать значительная доля поглощающих металлических частиц от напыляющих электродов с æ ≈ $10^4$—$10^5$ м$^{-1}$. Причем даже небольшая концентрация таких поглощающих частиц существенно снижает пропускательную способность изначально полупрозрачных сред и материалов.

Таким образом, несмотря на то, что исходный материал (такой, как порошковый диоксид циркония) — слабопоглощающий, используемые же промышленные керамические покрытия являются непрозрачными. В результате граничные стенки быстроходных адиабатных дизельных двигателей, так называемых двигателей с низкими тепловыми потерями, перегревались, причем в значительной степени из-за поглощения лучистой компоненты внутренней поверхностью, покрытой фактически непрозрачной керамикой для излучения раскаленных частиц сажи в ближнем ИК-, но и в видимом диапазонах спектра.

Это качественная сторона проблемы. Но радиационно-кондуктивный теплообмен в рассматриваемом случае можно описать системой взаимосвязанных уравнений теплопроводности и переноса излучения с соответствующими краевыми условиями. Однако в общепринятое уравнение теплопроводности необходимо включать функцию теплового источника $F(z)$, обусловленного потоком $q_0$ проникающей радиации в коротковолновом диапазоне. В итоге получаем:

$$c\rho \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial z}\left(K_\text{т} \frac{\partial T}{\partial z}\right) + F(z),$$

$$F(z) = \frac{q_0(1-A)b}{1-A^2\exp(-2bH)}\{\exp(-bz) - A\exp[b(z-2H)]\},$$

$b = \sqrt{æ^2 + 2æσ}$, $A = \frac{b-æ}{b+æ}$, где $b$ — показатель ослабления рассеивающей и поглощающей сред в двухпотоковом приближении решения уравнения переноса излучения, $A$ — коэффициент отражения полубесконечного слоя полупрозрачного материала (альбедо).

Граничные условия для внутренней поверхности камеры сгорания также должны учитывать воздействие конвективных $q_{conv}$ потоков, а также собственных потоков излучения углеводородных топлив $q_{A\varepsilon}$ и внутренней поверхности камеры сгорания $q_{S\varepsilon}(z = 0)$:

$$-K_\text{т}\partial T/\partial z = \alpha_\text{т}(T_A - T) + \varepsilon c_0(T_A^4 - T^4).$$

На тыльной границе покрытия по закону Фурье задается сток тепла $q(z = H) = \eta_{out}(q_0 + q_{A\varepsilon} + q_{conv})$, обусловливаемого режимом охлаждения внешних металлических стенок камеры сгорания с модельным коэффициентом внешнего теплоотвода $\eta_{out}$ относительно исходного теплового потока.

Начальное условие: $t = 0$, $T(z, t) = T_0(z)$.

В приведенных формулах $T = T(z, t)$ — температура, как функция пространственной координаты $z$ и времени $t$; $T_0(z)$ — начальное распределение температуры; $H$ — толщина покрытия; $K_\text{т}$ и $c$ — соответственно коэффициенты теплопроводности и удельной теплоемкости материала; $\alpha_\text{т}$ — коэффициент теплоотдачи на внутренней поверхности камеры сгорания; ε — эффективный коэффициент черноты газовой атмосферы и внешней поверхности облучаемого слоя в области непрозрачности; $c_0$ — постоянная Стефана-Больцмана.

Непрозрачные теплоизолирующие покрытия, а также незащищенные металлические стенки камеры сгорания обладают поверхностным отражением $R$ в соответствии с законом Френеля и поглощением по закону Бугера $F(z) = q_0æ(-R)\exp(-æz)$. Для металлов отражение $R$ достигает ~90 % (для непрозрачных керамик — не более 20—30 %) во всем диапазоне длин волн генерации излучения в камере сгорания при его проникновении на незначительную глубину $z \ll H$. Тогда на внутренней поверхности камеры сгорания поглощаемый поток равен $q_0(1 - R)$ и должен быть включен в граничное условие на этой облучаемой поверхности, но при отсутствии объемного радиационного источника тепла $F(z) = 0$.

Для полупрозрачных объемно рассеивающих материалов граничное поглощение учитывается при наличии только зеркальной (гладкой) поверхности, структура которой отличается от подповерхностных оптически неоднородных областей. Шероховатая поверхность полупрозрачных материалов становится частью рассеивающего объема.

При традиционных исследованиях такого разделения вклада излучения в нагрев теплоизолирующих полупрозрачных покрытий не делается. В лучшем случае лучистый поток считается полностью поглощенным на граничной облучаемой поверхности без учета формирования внутреннего радиационного поля, т. е. объемного рассеяния и поглощения. Но, как правило, вводится эмпирический коэффициент теплоотдачи $\alpha_\text{т}$, ответственный за теплоперенос за счет не только конвекции, но и всей терморадиации. Это не позволяло корректно оценить не только температуры, но и технологические мероприятия, связанные с подбором теплоизолирующих покрытий с оптимальными оптико-теплофизическими свойствами.

Для численных оценок температуры полупрозрачного покрытия были использованы известные теплофизические характеристики модельных образцов пористой керамики на основе стабилизированного диоксида циркония. При анализе оптических свойств пористых керамик их показатели поглощения, рассеяния и альбедо авторы взяли из литературных источников, а также из результатов собственных экспериментов. Так, чтобы оценить температуру внутренней поверхности камеры сгорания в условиях лучистого теплообмена, близкого к реальному (фактически уста-

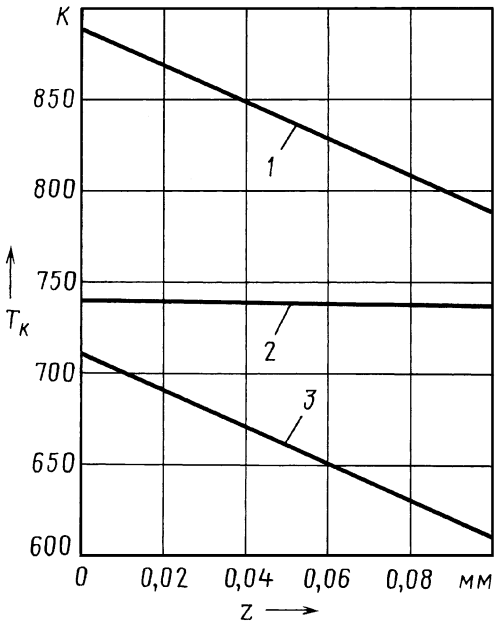



*Рис. 2. Распределения температуры в тонком (до 1 мм) теплоизолирующем покрытии:*

*1* — металлическая стенка без покрытия с граничным коэффициентом *R* отражения 0,9 (по закону Френеля); *2* — непрозрачная керамика ($R = 0{,}4$) с физическими параметрами промышленных образцов теплоизолирующих покрытий на основе стабилизированного иттрием диоксида циркония с примесями поглощающих частиц металлов от напыляющих покрытие электродов; *3* — полупрозрачная пористая керамика с объемным коэффициентом отражения (альбедо $A = 0{,}87$) при показателе поглощения $æ = 1$ м$^{-1}$ и показателе рассеяния $\sigma = 100$ м$^{-1}$ на основе модельного образца теплоизолирующего покрытия с оптическими свойствами гранулированных порошков из химически чистого диоксида циркония, стабилизированного окисью иттрия

новившемся тепловом режиме), была вычислена температура плоского слоя полупрозрачного и непрозрачного керамических слоев толщиной 1 мм при радиационно-конвективном воздействии в течение часа с теплоотводом на внешней границе покрытия $\eta_{out} = 30$ % общего теплового потока (рис. 2). В итоге было установлено: расчетная температура облучаемой поверхности непрозрачного покрытия превышает температуру (в данном случае 800 K, или 527 °C) в объеме камеры сгорания (кривая *2*), а возникающий перегрев внутренних стенок требует обеспечения контролируемого температурного режима, чтобы не вызывать проявление эффекта Вошни; полупрозрачное теплоизолирующее покрытие снижало поверхностную и тыльную температуры слоя пористой керамики почти на 200 K (кривая *3*) в отличие от ее непрозрачного аналога.

Температура поверхности полупрозрачного покрытия даже не достигала температуры внешней среды 800 K (горячих газов углеводородного топлива) именно за счет подповерхностного поглощения лучистой энергии и одновременного стока тепла с перегреваемой стенки за время горения топлива за счет конвективного и радиационного (в длинноволновом диапазоне) теплообменов.

Далее. При эксплуатации быстроходных дизелей важно оценить температурный режим стенок камеры сгорания при циклическом нагреве за время "горячей" (1,0 мс) и "холодной" фазы (3,0 мс). И это сделано.

Как оказалось, при движении поршня в камере сгорания с модельным полупрозрачным теплоизолирующим покрытием миллиметровой толщины без теплоотвода за общее время 4,0 мс температура покрытия зависит от отношения показателей рассеяния и поглощения — удельного показателя рассеяния $\gamma = \sigma/æ$. Выигрыш по температуре нагрева внутренней поверхности, в сравнении с непрозрачным покрытием, составляет 4—10 K в зависимости от изменения $\gamma = 50 \div 500$. Если удельное рассеяние порядка единицы или $\gamma < 1$, то полупрозрачный материал приближается по своим свойствам к непрозрачному, и поглощение лучистой энергии происходит практически на граничной поверхности. По завершении холодной фазы разница в температуре составляет не менее 2—10 K в зависимости от рассеивающих свойств полупрозрачной керамики. Причем за время холодной фазы аккумулированное тепло в подповерхностном слое покрытия, помимо кондуктивного растекания в его толще, частично возвращается обратно в камеру сгорания, имея возможность подогреть впрыскиваемую топливовоздушную смесь. Здесь важно отметить проявление теплорегенерирующего эффекта.

Таким образом, выполненные авторами расчетно-теоретические исследования доказывают, что глубина прогрева может быть модельным параметром для создания теплоизолирующих покрытий с заданными свойствами. Причем подповерхностный прогрев полупрозрачных покрытий зависит не только от теплофизических, но и оптических параметров покрытия, определяемых природой исходного вещества и его структурным составом. Значит, размер прогретой подповерхностной области (с отрицательным градиентом температуры) или величину температурного максимума (при наличии инверсионного температурного профиля) и его координату можно спрогнозировать, а требуемый состав покрытия — обеспечить соответствующей технологией его изготовления.

И второе. Из численного моделирования следует, что интенсивный коротковолновый поток проникающего излучения вполне способен дать внутренний объемный нагрев с равномерным распределением падающего лучистого потока. И тем самым — снизить температуру внутренней поверхности камеры сгорания, а при определенном соотношении коэффициента теплопроводности и удельного показателя рассеяния — сформировать подповерхностный температурный оптимум и в результате уменьшить температуру в камере сгорания, ослабить процессы пристеночной конденсации топлива, интенсифицировать процесс диффузии частиц топливовоздушной смеси.

И последнее. Терморегуляция стенок камеры сгорания, защищенных полупрозрачным покрытием, дает возможность снижать концентрацию оксидов азота в отработавших газах, способствует росту КПД дизеля.

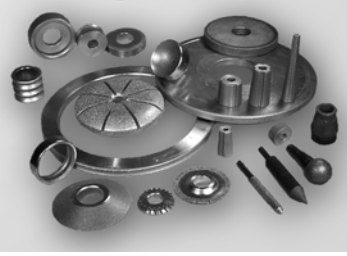
Для решения этих задач необходимо одно — улучшить оптические параметры покрытий за счет оптимального выбора структурного и фракционного их составов.

Открытое Акционерное Общество
АлмазИнструмент
Т/ф: (48134) 6-42-53, 4-04-00, 6-44-01
e-mail: mktg@almaz-i.ru www.almaz-i.ru
Адрес: 216500, Россия, Смоленская обл., г. Рославль, ул. Ленина, д. 3

ОАО «Алмазинструмент», специализируясь на разработке, изготовлении и поставках широкого спектра алмазного инструмента, приглашает к сотрудничеству предприятия РФ и стран СНГ, а также региональных представителей, и предлагает:

- Алмазный правящий инструмент из природных и синтетических алмазов;
- Алмазный инструмент, изготовленный методом гальваностегии.

Возможно изготовление нестандартного инструмента по чертежам и эскизам заказчика.



# ИНФОРМАЦИЯ

*За рубежом*

УДК 629.113/.115.004.58

## Практика проведения и использования результатов обязательных инспекторских осмотров автомобилей в Швеции

Д-р техн. наук Е.С. КУЗНЕЦОВ, А.А. КУЗНЕЦОВ

МГТУ "МАМИ", ООО "ТРАНС-НАМ"

В последние годы все более четко проявляется тенденция повышения информационной отдачи от регулярных и обязательных, устанавливаемых государством технических инспекций (осмотров) автомобилей. Эти дорогостоящие ежегодные мероприятия, охватывающие 75—80 % автомобильных парков стран мира, т. е. десятки миллионов АТС, постепенно трансформируются из традиционной констатации технического состояния и допуска автомобиля к дальнейшей эксплуатации в серьезный источник информации, необходимый не только для обеспечения и повышения безопасности движения, но и сравнительной оценки надежности и безопасности транспортных средств и их конструктивных элементов различных производителей, моделей и сроков службы, прослеживания тенденций изменения этих показателей по времени, выявления элементов конструкции, лимитирующих безопасность и надежность автомобилей, и решения других вопросов. Такая информация полезна и необходима для федеральных и региональных органов, производителей транспортных средств, предприятий и организаций автомобильного транспорта и сервисной системы, а также владельцев автомобилей всех форм собственности. Типичный тому пример — Швеция, где процессы упомянутой трансформации проходят достаточно эффективно.

Так, здесь обязательные периодические инспекторские осмотры введены решением парламента в 1963 г., которое предусматривало создание коммерческой организации ABSB ("Шведская компания по инспекции автомобилей") и поручало ей организовывать и проводить такие осмотры всей дорожной техники, эксплуатируемой на территории страны. Данная компания представляет собой акционерное общество и финансируется за счет платных инспекторских осмотров. Причем размер платы устанавливается государством, оно же определяет единую техническую политику (требования, нормативы технического состояния, проекты станций, применяемые технологии, информационную систему и др.), поскольку 52 % акций этой компании принадлежит государству, а доли остальных владельцев (в основном имеющих профессиональные интересы в сфере эксплуатации автомобилей) распределяются следующим образом: ассоциация сервисного персонала — 15 %, страховые фирмы — 12, ассоциация сервисных предприятий — 12; отраслевые ассоциации перевозчиков (автобусные, таксомоторные и междугородные перевозки) — 9 %.

Фактически ABSB начала свою деятельность с 1965 г., а в настоящее время в 16 регионах Швеции она имеет 180 станций производительностью от 5 до 90 тыс. инспекций в год, имеющих 640 линий (участков) контроля с 2 тыс. чел. персонала. Располагаются станции таким образом, что расстояние до них от места жительства 97 % владельцев автомобилей не превышает 30 км, а в отдаленных районах страны с 2003 г. используются две предназначенные для инспекторского контроля легковых автомобилей и прицепов к ним мобильные станции, каждая из которых в походном состоянии представляет собой автопоезд, приводимый в рабочее состояние за ~30 мин.

Ежегодно выполняемый компанией объем работ — 5 млн инспекций различного вида, в том числе более 3 млн обязательных инспекторских осмотров автомобилей. Таким образом, на каждую станцию в год в среднем приходится 27—28 тыс. инспекций, а на одного работающего (их численность 12—14 чел.) — 2,2—3 тыс. То есть инспектор ежедневно проверяет не более 7—10 АТС, что создает предпосылки для качественной оценки их состояния и оформления результатов инспекции.

Кроме инспекций в стационарных условиях, компания ежедневно совместно с полицией проверяет 400—500 автомобилей на линии. Основная цель этих проверок — стимулиро-

вать своевременное и качественное проведение технического обслуживания и ремонта владельцами транспортных средств. Но это, так сказать, дополнительные функции. Что же касается основных, то они следующие.

1. Автомобили полной массой до 3,5 т подвергаются обязательному инспекторскому осмотру; первый раз — через три года после покупки, второй — через два года, далее — ежегодно. Причем владелец может предъявить свое АТС на осмотр в течение пяти месяцев, определяемых по последней цифре номерного знака (месяц, соответствующий последней цифре ±2 месяца).

2. Дата и время осмотра согласовываются владельцем со станцией (по телефону или через Интернет). На осмотр и оформление документов (с момента въезда на территорию станции, который фиксируется) уходит, как правило, 1—1,5 ч.

3. При заезде на территорию станции владелец на пульте контрольного пункта фиксирует номер своего автомобиля, получает талон с указанием номера линии (въездных ворот), на которой будет производиться инспекция, размещает автомобиль на площадке ожидания и по сигналу светового табло перегоняет его на первое рабочее место.

4. При заезде в помещение инспектор фиксирует на карманном компьютере идентификационные данные автомобиля (номер, VIN, модель, год выпуска, показания спидометра и др.), которые передаются по сети на компьютеры станции и далее — центрального офиса компании.

5. Состояние автомобиля инспектор проверяет в соответствии с правилами, нормативами и инструкциями, утвержденными шведской национальной дорожной администрацией и полностью соответствующими Директивам № 96/96 ЕС. Проверяет, как правило, в присутствии владельца.

6. Объем проверок — по 50—55 позициям, из которых 5—6 — инструментальные (система освещения, тормозная система, содержание нормируемых вредных веществ в отработавших газах, состояние датчика кислорода и факультативно на ряде станций — подвеска); 20—25 — функциональные, т. е. методом проб (включение/выключение, показания приборов, ходы, люфты и т. д.); остальные — визуальные.

Данные проверки по каждой позиции вносятся инспектором в карманный компьютер и одновременно передаются на центральный компьютер станции, сопоставляется с установленными нормативами для данного автомобиля (модель, модификация, год выпуска и т. д.) и выносится решение о результатах инспекторского осмотра, которое распечатывается на контрольной карте, вручаемой владельцу автомобиля. При этом возможны три варианта: автомобиль полностью соответствует

Таблица 1

| Детали, узлы и параметры автомобиля | Доля, %, автомобилей, не прошедших осмотр, в зависимости от возраста, лет | | | | | | | | | |
|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 |
| I группа | | | | | | | | | | |
| Боковые брусья основания кузова | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 2 |
| Поперечные брусья основания кузова | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Соединения кузова | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| Амортизаторы | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 |
| Подшипники ступиц колес | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 |
| Шаровые опоры | 2 | 3 | 3 | 3 | 4 | 5 | 6 | 6 | 6 | 7 |
| Поперечная тяга | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Пружины | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Чашки пружин | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 |
| Система питания | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 2 |
| Система выпуска | 0 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 |
| Коробка передач | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Неравномерность тормозных сил | 1 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 5 |
| Рабочий тормоз | 2 | 3 | 2 | 3 | 3 | 4 | 4 | 5 | 6 | 7 |
| Тормозные трубопроводы | 1 | 2 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 8 | 9 |
| Стояночный тормоз | 1 | 3 | 2 | 3 | 3 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
| Шарниры рулевого привода | 2 | 3 | 3 | 3 | 2 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 |
| Рулевой механизм | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Ремни безопасности | 0 | 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 |
| Всего по I группе | 8 | 15 | 14 | 15 | 18 | 22 | 26 | 29 | 32 | 36 |
| II группа | | | | | | | | | | |
| Шины | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 |
| Двери | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Лобовое стекло | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 |
| Стеклоочистители | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 |
| Передние фары | 6 | 7 | 6 | 6 | 5 | 6 | 6 | 6 | 7 | 8 |
| Габаритные огни | 11 | 12 | 14 | 13 | 13 | 13 | 14 | 13 | 13 | 13 |
| Подсветка номера | 2 | 3 | 3 | 3 | 3 | 4 | 4 | 4 | 5 | 5 |
| Стоп-сигналы | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 3 | 3 | 3 | 3 |
| Указатели поворота | 2 | 5 | 7 | 6 | 4 | 4 | 4 | 4 | 4 | 3 |
| Всего по II группе | 19 | 27 | 28 | 26 | 26 | 27 | 28 | 28 | 29 | 30 |
| III группа | | | | | | | | | | |
| Вредные выбросы отработавших газов | 1 | 2 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 |
| Итого | 32 | 40 | 40 | 39 | 41 | 45 | 48 | 50 | 53 | 57 |

требованиям и годен к эксплуатации (50 % автомобилей); не может быть допущен к эксплуатации из-за серьезных неисправностей, требует ремонта и обязательной повторной инспекции (33 %); имеет "условную неисправность", которая должна быть устранена владельцем в течение установленного срока (17 %).

После устранения неисправности своими силами или на не сертифицированном сервисном предприятии автомобиль представляется на повторную инспекторскую проверку только по данной позиции. Однако если неисправность оказывается неустраненной, то автомобиль направляется на полную повторную инспекцию.

Извлеченная в ходе инспекторских осмотров информация, в процессе ее обработки группируется по парку, моделям, стандартному перечню элементов конструкции и возрасту автомобилей. В итоге определяются сводные данные по "среднему автомобилю парка". При этом элементы конструкции, по которым систематизируются отказы и неисправности, сводятся (табл. 1) в три группы: определяемые в основном конструкцией автомобиля; зависящие от владельца автомобиля (предполагается, что большинство владельцев контролируют оговоренные инструкцией по эксплуатации элементы перед началом движения); влияющие на экологическую безопасность.

Аналогичные таблицы составляются и по каждой прошедшей инспекцию в конкретном году модели автомобиля (в 2006 г. опубликована информация по 160 моделям). Их сравнивают с показателями "среднего" автомобиля. И если число отказов и неисправностей у данной модели определенного возраста на 25 % ниже, чем у "среднего" автомобиля, то она признается лучшей; если, наоборот, на 25 % больше, то — худшей. Причем при публикации для массового читателя лучшие показатели даются на зеленом фоне, худшие — на красном.

Такие гласность и наглядность позволяют решать ряд важных для производителей и потребителей вопросов. И, прежде всего — сравнивать автомобили различных моделей по успешности прохождения ими инспекторских осмотров при различной наработке с начала эксплуатации. (Например, располагая табл. 2, в которой приведены данные по автомобилям 10-летнего возраста, не прошедшим инспекторский осмотр из-за отказов и неисправностей I группы, и производитель, и потребитель могут сделать очень важные для себя практические выводы: оценить и сравнить темпы изменения показателей различных моделей, выявить модели с самыми ненадежными элементами конструкции; сравнить автомобили различных производителей и стран; понять тенденции изменения технического уровня парка в целом, а также вклад отдельных элементов конструкции в обеспечение дорожной и экологической безопасности.

Надо сказать, что компания ABSB очень четко "уловила" данное обстоятельство. Она практически с начала своей деятельности стала регулярно публиковать отчеты по результатам инспекторских осмотров, а с 1992 г. делает это совместно со Шведским потребительским агентством, выпуская два раза в год книгу "Сильные и слабые стороны автомобилей" на шведском и английском языках. Данная книга (объемом ~370 стр.) включает три массива информации. Во-первых, рассчитанную на массового потребителя и создающую спрос на книгу. (Это рекомендации по приобретению и эксплуатации автомобилей, технические характеристики последних, контроль их технического состояния владельцем, информация по дорожной и экологической безопасности, рекомендации по подготовке автомобиля к инспекторскому осмотру и др.); во-вторых, о деятельности компании по инспекции автомобилей; в-третьих, отчеты по наиболее распространенным в Швеции моделям легковых автомобилей.

Наличие и доступность достоверной (а она, очевидно, именно такая) информации по результатам инспекторских

Таблица 2

| Место | Модель | Доля автомобилей, не прошедших осмотр, % |
|---|---|---|
| 1 | "Субару Легаси Эстейт" | 9,5 |
| 2 | "Тойота Королла" | 9,7 |
| 3 | "Субару Легаси" | 12,1 |
| 4 | "Хонда Аккорд" | 15,9 |
| 5 | "Тойота Карина" | 17,4 |
| ... | ... | ... |
| 43 | "Фольксваген Гольф" | 44,2 |
| 44 | "Режо 405 брик" | 48,3 |
| 45 | "Мазда 626 Эстайт" | 48,7 |
| 46 | "Сеат Толедо V5" | 52,1 |
| 47 | "Ниссан Премьера Эстайт" | 53,1 |
| Средний автомобиль | | 28,6 |

осмотров создало базу для формирования комплексного информационного банка, включающего сведения по дорожно-транспортным происшествиям, затратам в эксплуатации и др.

Так, в настоящее время отчеты по моделям (две страницы книги на каждую модель) включают краткую характеристику и фотографию модели (или ее модификации), год выпуска или поступления на шведский рынок, основные конструктивные изменения; рыночную цену трехлетнего автомобиля, эксплуатационные затраты (годовые и на 1 км пробега); расход топлива (л/100 км); оборудование автомобиля средствами обеспечения безопасности, потребительскую оценку автомобиля по пятибалльной шкале (результаты потребительских опросов и инспекций по конкретной модели, развернутые по годам эксплуатации — от трех до 12 лет и объектам инспекторского осмотра — аналогично табл. 1; последствия ДТП (по данным и методам страховых компаний): хуже "среднего" автомобиля на 30 и 15 %, "средний" автомобиль лучше на 15 и 30 %; результаты краш-тестов по европейской методике (если таковые имеются). И это дает основание (подчеркиваем!) принимать соответствующие корректирующие меры.

Таким образом, действующая в Швеции система обязательных инспекторских осмотров постепенно, по мере ее совершенствования, получила признание владельцев автомобилей. Ведь если при ее введении ~90 % владельцев относились к ней негативно, то в настоящее время 87 % из них оценивают ее положительно. Они считают, что тщательная организация, учитывающая интересы потребителей, объективность и прозрачность процедур, минимизирующих влияние "человеческого фактора" и возможность коррупции, реальная польза для массового потребителя, особенно в обеспечении безопасности, а также при выборе, приобретении и эксплуатации автомобилей с лихвой окупают все затраты и неудобства, связанные с этими осмотрами.

Безусловно, заслуживает положительной оценки шведский опыт трансформации целей и содержания системы инспекторских осмотров для фиксации технического состояния и допуска транспортных средств к эксплуатации и получения, обобщения и доведения до потребителей большого массива информации, позволяющей принимать обоснованные решения при выборе, приобретении, надежной и безопасной эксплуатации автомобилей в течение срока их службы. Ведь преимущества такого подхода очевидны: во-первых, он дает возможность использовать действующую систему; во-вторых, он требует незначительной модернизации данной системы.

# А.В. Дмитриевскому — 80 лет

Талантливому ученому, изобретателю, конструктору, педагогу, журналисту и спортсмену, кандидату технических наук, действительному члену Академии проблем качества РФ, председателю автомобильной секции Дома ученых РФ, заместителю председателя Совета ветеранов автоспорта Анатолию Валентиновичу Дмитриевскому исполнилось 80 лет. И — 65 лет трудовой деятельности, которую он 15-летним мальчишкой начал в самом трудном для страны году Великой Отечественной войны — 1942-м. Затем он студент Московского автомеханического института, а с 1948 г. и до сих пор — сотрудник НАМИ, главного теоретического и конструкторского центра автомобильной промышленности. Именно здесь он прошел путь от инженера до заведующего сначала сектором рабочих процессов бензиновых двигателей, а потом — лабораторией двигателей с электронным управлением, провел исследования, результаты которых стали основой совершенствования бензиновых ДВС отечественного производства и были использованы ведущими моторостроительными заводами отрасли; создал систему "Каскад", предназначенную для снижения токсичности отработавших газов и повышения топливной экономичности ДВС, которая работала и продолжает работать на десятках миллионов автомобилей ВАЗ, ЗАЗ, "Москвич" и УАЗ и которую долгое время применяли на своих изделиях многие зарубежные моторостроительные фирмы; разработал принципиально новое для автозаводов нашей страны изделие — электронный блок управления ("Автотрон") для впрысковых ДВС и стал активным участником его внедрения в массовое производство.

Очень многое сделано А.В. Дмитриевским и по другим направлениям. В частности, благодаря и его усилиям автомобиль "ФИАТ-124" превратился в ВАЗ-2101: его блестящие знания тенденций развития ДВС, особенностей отечественных потребителей и условий эксплуатации будущего массового автомобиля для личного пользования способствовали оснащению ВАЗ-2101 и его модификаций двигателями с верхним расположением распределительного вала. Более того, Анатолий Валентинович принял самое активное участие в испытаниях базовой модели этих двигателей. Результат известен: двигатель ВАЗ-2103, например, выпускается уже более 35 лет.

Новаторской была и камера сгорания, внедренная на двигателях автомобилей УАЗ: она резко повысила их топливную экономичность.

Авторитет А.В. Дмитриевского безусловен не только в научных кругах и в сфере производства, но и среди автолюбителей: на его статьях (их опубликовано более 200), посвященных новинкам автомобильной техники, и, главное, статьях, содержащих рекомендации по регулированию, техническому обслуживанию и ремонту двигателей в "гаражных" условиях, поиску их неисправностей, учились многие поколения этих людей. Но особую роль в деле освоения автомобиля массовым автолюбителем сыграла его небольшая книга "Карбюраторы. Диагностирование, регулирование, ремонт". Для сотен тысяч она стала поистине настольной, надежным советчиком и другом.

А.В. Дмитриевский широко известен и в спортивных кругах. С 1947 г. по 1957 г. он постоянный участник мотокроссов, в 1958 г. — чемпион СССР по моторалли, судья по автомотоспорту всесоюзной категории; в 1958 г. — "играющий тренер" команды Москвы, которая на автомобилях ГАЗ-20 "Победа" выиграла Первые всесоюзные командные ралли.

О педагогическом мастерстве А.В. Дмитриевского среди студентов МАМИ, МАДИ, ВЗМИ и других вузов ходят легенды. И он, действительно, мастер: самые сложные вопросы теории он излагает с "практическим уклоном", ясным и понятным языком, на конкретных примерах. Поэтому "прогульщиков" на его занятиях никогда не было и нет.

Заслуги Анатолия Валентиновича Дмитриевского общепризнанны. Он награжден орденом "Знак Почета", медалями за "Доблестный труд в Великой Отечественной войны 1941—1945 гг." и "Ветеран труда", двумя золотыми и пятью серебряными медалями ВДНХ, медалями и дипломами многих отечественных и зарубежных автосалонов и выставок.

*Редакционная коллегия и редакция журнала "Автомобильная промышленность" поздравляют Вас, многолетнего своего автора, уважаемый Анатолий Валентинович, с юбилеем, желают крепкого здоровья Вам и Вашим близким, успехов во всех Ваших делах и начинаниях. Уверены, что на страницах нашего журнала будут еще много лет публиковаться Ваши материалы — как всегда умные, точные, нужные читателю. Счастья Вам и долгих лет жизни!*

# Содержание


**ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА**

**Федорцов Д.С.** — Таможенно-тарифное регулирование российского импорта автотранспортных средств . . . 1
**Петров Р.Л.** — Системы утилизации легковых автомобилей . . . 3
АСМ-факты . . . 6

**КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ**

**Карунин А.Л., Бахмутов С.В., Селифонов В.В., Вайсблюм М.Е., Баулина Е.Е., Карпухин К.Е.** — Автомобиль с комбинированной силовой установкой. Результаты и методика испытаний . . . 6
**Марков В.А., Девянин С.Н., Коршунов Д.А., Дробышев О.В.** — Биотоплива для дизелей: впрыскивание и распыливание . . . 9
**Аджиманбетов С.Б.** — Двухэтапный пуск ДВС электростартером . . . 11
**Балабин И.В., Чабунин И.С., Груздев А.С.** — Напряженно-деформированное состояние диска колеса с учетом влияния изгибающего момента и осевой силы 13
**Блинов Е.И.** — Теория автомобиля: от статики к динамике . . . 16
Читатель предлагает
**Тихоненков С.М.** — Бесшатунный поршневой ДВС . . . 19
**Чантурия И.Г., Чантурия О.Г.** — Перспективный роторный ДВС . . . 22

**АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ**

**Загородних А.Н.** — Стенд-имитатор сигнализации торможения транспортных средств . . . 24
**Сергеев А.Г., Исакова К.С.** — Модифицированный критерий эффективности метрологического обеспечения эксплуатации АТС . . . 25

**ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ**

**Колтунов И.И.** — Качество шлифования криволинейных поверхностей . . . 29
**Лощаков П.А.** — Решение уравнения энергии при моделировании процесса конвективного теплообмена на участке "жаровой пояс поршня—цилиндр" . . . 30
**Мерзликин В.Г., М. Гутиеррес Охеда, Безделкин В.В., Сидоров О.В., Сутугин В.Г.** — Полупрозрачная теплоизоляция для адиабатного дизеля (новая концепция) . . . 34

**ИНФОРМАЦИЯ**

В Ассоциации автомобильных инженеров
**Конференция** . . . 37
За рубежом
**Кузнецов Е.С., Кузнецов А.А.** — Практика проведения и использования результатов обязательных инспекторских осмотров автомобилей в Швеции . . . 37
Юбилеи
**А.В. Дмитриевскому** — 80 лет . . . 40



**Главный редактор Н. А. ПУГИН**
**Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ**

**РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:**

**И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гируцкий, В. И. Гладков, М. А. Григорьев, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Г. И. Мамити, Р. В. Козырев (ответственный секретарь), С. М. Круглов, Ю. А. Купеев, В. А. Марков, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, Н. Т. Сорокин, А. И. Титков, Н. Н. Яценко**

**Белорусский региональный редакционный совет:**

**М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), Д. А. Дубовик, Н. В. Коритко, П. Л. Мариев, А. П. Ракомсин, И. С. Сазонов, Г. А. Синеговский, В. Е. Чвялев**



Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Е.В. Комиссарова
Сдано в набор 3.05.2007. Подписано в печать 20.06.2007.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,11. Зак. 879.
Отпечатано в Подольской типографии — филиале ОАО "ЧПК"
142110, г. Подольск, ул. Кирова, 15

**Ордена Трудового Красного Знамени**
**ОАО «Издательство "Машиностроение"»**
Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@mashin.ru
www.mashin.ru www.avtomash.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.