ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

Издается с мая 1930 года

Москва "Машиностроение"

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 12 • декабрь • 2008

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.01.009.12

"Ворота конкурентоспособности" — новый аспект проектирования АТС

Д-р техн. наук Х.А. ФАСХИЕВ

КамАЗ

Современный рынок — не просто жесткая, а жесточайшая конкуренция между производителями. И автомобильный рынок — типичный тому пример. Изготовители АТС предлагают потребителю столько моделей в каждом классе, что раньше об этом трудно было представить. Например, в классе микролитражных автомобилей в ценовом интервале от 350 до 450 тыс. руб. российским покупателям предлагается 19 моделей только зарубежных производителей, а в мире — более 400 моделей.

Сложилась любопытнейшая ситуация: российские потребители уже не в состоянии объективно реагировать на все новинки. В итоге отдельные модели, в том числе хорошие отечественные, не пользуются спросом, а некоторые — вообще отвергаются рынком. И это не случайно. Исследования маркетологов показывают: на рынке любых товаров массового потребления спросом пользуются лишь от 10 до 20 % новаций, а на рынке товаров промышленного назначения – не более 40 %. Спрашивается: почему? По данным Ж. Ламбена, основные причины "провала" нового товара в глазах потребителя — некачественный анализ рынка (50 %), производственные проблемы производителя (38 %), нехватка финансовых ресурсов (7 %) и проблемы коммерциализации (5 %).

Но на создание каждой новой модели АТС расходуются очень большие усилия и средства. И на те модели, которые не принял рынок, тоже, естественно. Поэтому анализ причин неудач новых моделей представляет не только "академический", но и практический интерес.

Итак, почему модель не "пошла"? Причин тому, на взгляд автора, несколько.

Первая: неверное представление у потребителей о модели или отсутствие сведений о ней; вторая: плохое ее качество и низкие эксплуатационные показатели; третья: недостаточные объемные маркетинговые исследования, по результатам которых определены потенциальные рынки, объем производства, цена; четвертая: нечеткий анализ аналогов и деятельности конкурентов; пятая: неудачный выбор времени выпуска модели; шестая: запаздывание организации службы сервиса или ее отсутствие.

Все это, думается, очевидно. Но с ускорением темпов НТП, глобализацией экономики, усложнением конструкций все перечисленное приходится не просто учитывать при разработке новых АТС, но и ставить, как говорится, "во главу угла". Тем более что создание любого нового товара сопровождается увеличением материальных и трудовых затрат на НИОКР, производство по индивидуальным заказам, сокращение периода выпуска, усиление зависимости от поставщиков.

Так, если в 1980-е годы легковые автомобили обновлялись через 8—10 лет, а в их разработку вкладывались инвестиции в размере 1 млрд амер. долл., то в настоящее время срок выпуска модели сократился до 4—6 лет, а вложения, необходимые для ее создания, возросли до 1,5 млрд долл., т. е. в 1,5 раза. Например, "Мицубиси Лансер" девятого поколения был выведен на рынок осенью 2003 г., а весной 2007 г. уже начались продажи автомобилей десятого поколения, выполненные на совершенно другой платформе.

И это не исключение. Аналогичные тенденции наблюдаются практически по всей гамме товаров как потребительского, так и производственного назначения. Отсюда и рост инвестиций в развитие. К примеру, концерн "Фольксваген" за 2008—2010 гг. планирует затратить на свое развитие 28,9 млрд евро, из которых 13,8 млрд — на разработку новых моделей на базе четырех ключевых платформ. Естественно, он для достижения намеченных целей будет вынужден принимать управленческие решения на основе тщательной оценки эффективности инвестиций, т. е. убедившись,

что затраты на разработку обеспечат конкурентоспособный товар.

И так поступает не только "Фольксваген". Каждая фирма понимает: если ее товар не будет соответствовать запросам покупателей, будет уступать по качеству/цене конкурирующим товарам, то она понесет убытки, а при недостаточном "запасе прочности" — обанкротится.

В качестве примера можно привести неудачу автомобиля ГАЗ-3111, который был освоен в 1999 г., но за три последующих года рынок принял лишь 420 этих автомобилей. Потому что его цена составляла 13 тыс. амер. долл., а уровень качества уступал иномаркам. Итог: в августе 2002 г. автозавод из-за отсутствия спроса снял новую модель с производства. То есть затраты на проект (130 млн долл.) не окупились: ГАЗ-3111 оказался неконкурентоспособным. А ведь конкурентоспособность — признанное потребителями превосходство по качеству и цене над аналогами в определенный момент времени, в конкретном сегменте рынка, достигнутое без ущерба производителю. Если этого нет, то никакие дополнительные усилия из арсенала маркетинга не смогут существенным образом улучшить положение товара. Что и случилось с ГАЗ-3111.

Возникает вопрос: есть ли методы, позволяющие обеспечить конкурентоспособность проектируемых автомобилей? К сожалению, таких методов нет. Более того, не определена даже номенклатура показателей конкурентоспособности АТС различных классов. Поэтому автозаводы в своей структуре и не имеют подразделения, занимающегося управлением конкурентоспособностью выпускаемой продукции.

Результат такой "деятельности" у всех на виду: многие, а не только ГАЗ-3111, отечественные автомобили и их компоненты существенно уступают мировому уровню. Не случайно автосалоны, конвейеры автозаводов, магазины и дилерские склады сейчас заполняет импортная техника.

Однако, на взгляд автора, положение не безнадежно. Его можно исправить, используя опыт тех же зарубежных фирм. Например, в структуре японской "Ниссан" существует не просто группа специалистов, а целый департамент потребительских свойств автомобиля, сотрудники которого сопровождают каждую новую модель с момента появления идеи до ее снятия с производства, принимает непосредственное участие в формировании показателей качества при разработке и испытании опытных образцов. В частности, на этапе разработки проверяют модель на соответствие мировому уровню более чем по 1 тыс. показателей. И пока хотя бы один из них будет ниже планируемого уровня, модель не поставят на производство. То есть фирма не установила "ворота качества", прохождение которых — обязательное условие для начала выпуска новой модели. Причем департамент не просто проверяет, как это общепринято, соответствие готовых изделий нормативно-технической документации, а с этапа начала разработки добивается их соответствия мировому уровню, превосходства показателей над показателями моделей-конкурентов.

Данный подход по "полной программе" очень успешно применила, например, при создании кроссовера "Кашкай". Результат налицо: по дефицитности на рынке в России "Кашкай" занимает первое место среди автомобилей-аналогов (покупатель согласен ждать его в среднем 14 месяцев).

Автор попытался разработать инструмент, позволяющий обеспечить конкурентоспособность отечественных изделий автомобильной техники уже при их разработке. Что из этого получилось — судить читателям.

При создании этого инструмента он исходил из очевидного: новая модель АТС должна быть экономически эффективной, качественной и конкурентоспособной прежде всего с точки зрения потребителя. В связи с чем ее разработка должна вестись на основе маркетинговой концепции — философии создания изделий с ориентацией на потребителя, а не на технические возможности фирмы. Ведь не секрет, что на современном уровне развития науки и техники практически любое техническое решение может быть реализовано в конструкции. Однако этого уже недостаточно. Внедрение того или иного решения должно быть обосновано экономически. То есть нужно исходить из критерия технико-экономической эффективности, конкурентоспособности новой модели. Причем не забывать, что "фундамент" конкурентоспособности формируется на этапе ее разработки. Потому что неверные технико-экономические решения, принятые на начальных этапах проектирования, многократно возрастают по мере прохождения этапов жизненного цикла товара и могут свести к "нулю" труд огромного коллектива. Например, по оценкам американских специалистов, если все меры обеспечения качества принять за 100 %, то 75 % приходится на проектирование и доводку макетного образца, отладку технологии изготовления; 20 — на контроль производственных процессов; 5 % — на окончательную приемку изделия. Европейская организация по качеству отмечает, что в мире действует правило "70—20—10", согласно которому 70 % отказов происходит из-за упущений при проектировании, 20 — некачественного изготовления и 10 % — несоблюдения правил эксплуатации. Вывод очевиден: чем раньше будут скорректированы показатели качества изделия, тем легче их реализовать в проекте. Причем идеальным следует считать вариант, когда показатели, обеспечивающие изделию конкурентоспособность, приняты в техническом задании. А это означает, что на предпроектном этапе необходимы маркетинговые исследования и определение на их основе технических, эксплуатационных, производственных и экономических показателей разрабатываемого изделия. Кроме того, предварительно принятые параметры нужно оптимизировать на основе достоверных критериев качества, экономико-математических моделей.

Если говорить более конкретно, то для обеспечения конкурентоспособности новой модели при ее разработке рекомендуется придерживаться следующих принципов. Добиваться, по мере возможности, ее эксклюзивности; учитывать не удовлетворенные моделями-аналогами других фирм требования потребителей; при решении технико-коммерческих проблем интересы потребителей ставить на первое место; разработку вести на целевой сегмент рынка; обеспечить превосходство новой модели над аналогами по показателю ка-

чество/цена; использовать имеющиеся в распоряжении "ноу-хау"; на этапах разработки применять наиболее совершенные методы анализа, прогноза, оптимизации, моделирования, оценки конкурентоспособности и экономической эффективности; на следующий этап проектирования переходить только после достижения необходимого уровня экономической эффективности, качества и конкурентоспособности изделия средствами предыдущего этапа; проектирование вести с учетом перспективных показателей, которые будут достигнуты к началу освоения новой модели; модель разрабатывать в неразрывном единстве научных достижений в области проектирования и производственно-технологических возможностей предприятия; на предпроектном этапе рассматривать многовариантность модели, а на последующих этапах — многовариантность локальных технических решений; минимизировать номенклатуру деталей в модели; учитывать знания и положительный опыт конструирования аналогичных изделий; разработку и освоение производства вести с учетом фактора времени выхода на рынок новой модели.

Эти принципы сформулированы с учетом создания как успешных, так и "провальных" моделей автомобилей и их компонентов отечественными и зарубежными производителями.

Разработка любого изделия, в том числе автомобиля, представляет собой процесс, складывающийся (рис. 1) из ряда последовательно выполняемых операций, в ходе которых создается конечный продукт — научно-техническая документация для организационно-технологической подготовки производства. В ходе его реализации "фундамент" экономической эффективности, качества и конкурентоспособности изделия закладывается на проектном этапе; при технологической подготовке и производстве этот "фундамент" материализуется, а в эксплуатации осуществляется. Естественно, что на каждом из этапов должен применяться системный подход. Причем с соблюдением следующих принципов: процесс принятия решения начинается с выявления и формулирования цели; цели отдельных подсистем не должны вступать в конфликт с целями всей системы; жизненный цикл изделия представляет собой целостную систему, т. е. результаты предыдущего этапа рассматриваются как входные данные последующего этапа; цель может быть достигнута только после анализа альтернативных вариантов решений; система должна быть структурной, а все элементы — иерархичными.

Как видим, этапы жизненного цикла изделия, в том числе этап его разработки, при системном подходе представляют собой процессы, имеющие "вход", "выход" и "обратную связь". Причем система разработки нового изделия включает целевую, обеспечивающую, управляющую и управляемую подсистемы, которые, в свою очередь, делятся на элементы более низкого уровня. Это, прежде всего исследования рынка, НИР, НТП, конкурентов, поставщиков, потребителей, контактных аудиторий, внешней и внутренней сред с учетом стратегического плана фирмы. Они представляют собой параметры "входа", которые формируются на предпроектном этапе. Задача же этапа проектирования — преобразовать их в высококачественный "выход", т. е. получить конкурентоспособное изделие. А это возможно, как показывает анализ мирового опыта, только при выполнении четырех условий.

Рис. 1. Основные этапы разработки нового изделия

1. Качество маркетинговых исследований и предварительных НИР ("вход") должно быть обеспечено на "отлично". Потому что вся деятельность производителя замыкается на рынке: с него начинается процесс разработки, готовое изделие представляется на рынок, именно там товар получает оценку. Другими словами, знание рынка на "отлично" — ключевое условие успеха производителя.

2. Качество "процесса" на этапе разработки (квалификация разработчиков и применяемый базис разработки) должно отвечать условиям создания конкурентоспособного изделия.

3. Для успешной реализации НИОКР должны быть созданы благоприятные условия во внешней и внутренней средах.

4. Уровень организации и технического обеспечения работ должен способствовать переработке качественного "входа" системы в качественный же ее "выход". При этом качество "выхода" следует оценивать по низшей оценке предыдущих элементов, т. е. если не обеспечен высококачественный "вход", не приходится ждать качественного "выхода". Именно поэтому при маркетинговой концепции разработки изделий особое внимание уделяется предпроектному этапу — стратегическому маркетингу, который, как уже упоминалось, предшествует этапу составления технического задания. И сводится в основном к работам коммерческого характера.

На этапе разработки технического задания на проектируемое изделие необходимо установить уровень конкурентоспособности изделий-аналогов на целевом сегменте рынка, т. е. выявить параметры "ворот конкурентоспособности" (на рис. 1 они изображены в виде пятиугольников) и пропустить новое изделие через эти "ворота" на каждом этапе, уточняя, по мере движения по этапам, показатели качества и цену и повышая тем самым достоверность оценки конкурентоспособности изделия.

Однако следует иметь в виду: чтобы "ворота конкурентоспособности" проявили свой потенциальный

эффект, их параметры должны быть выбраны правильно. В противном случае не исключается возможность краха новой модели на рынке, даже если она успешно прошла все "ворота".

Чтобы этого не случилось, предлагается пользоваться следующим (рис. 2) алгоритмом определения параметров "ворот конкурентоспособности" и выбора показателей качества проектируемого изделия.

Согласно данному алгоритму, на предпроектном этапе выявляются конкуренты нового изделия. Для оценки их качества выбираются те показатели, которые наиболее полно характеризуют эти товары и значимы для потребителя. Коэффициенты качества изделий определяются агрегатно-декомпозиционным методом, а затем по методу "наименьших квадратов" строится линия "Красной цены", соответствующая формуле $Ц = a_0 + a_1K_к$, где $Ц$ — цена товара-конкурента, $K_к$ — коэффициент его качества; a_0, a_1 — коэффициенты регрессии.

При этом коэффициенты K_i конкурентоспособности аналогов, входящие в данное уравнение, в свою очередь, рассчитываются по формуле $K_i = \lambda K_{цi} + (1 - \lambda)K_{кi}$, в которой λ — коэффициент предпочтений, $K_{цi}$ — коэффициент ценовой конкурентоспособности i-го товара, определяемый по формуле $K_{цi} = Ц_{крi}/Ц_{фi}$ ($Ц_{крi}$ и $Ц_{фi}$) — "Красная", т. е. сложившая на рынке меновая стоимость товара данного уровня качества, и фактическая его цена).

Линия "Красной цены" позволяет решить проблему назначения конкурентной цены новой модели. Так, если у новой модели по принятым показателям из формулы $Ц = a_0 + a_1K_к$ определить коэффициент качества, то это и будет ее "Красная цена". Фактическая же цена не должна превышать "Красную", иначе покупатель будет переплачивать, а чаще — просто откажется от покупки такого товара.

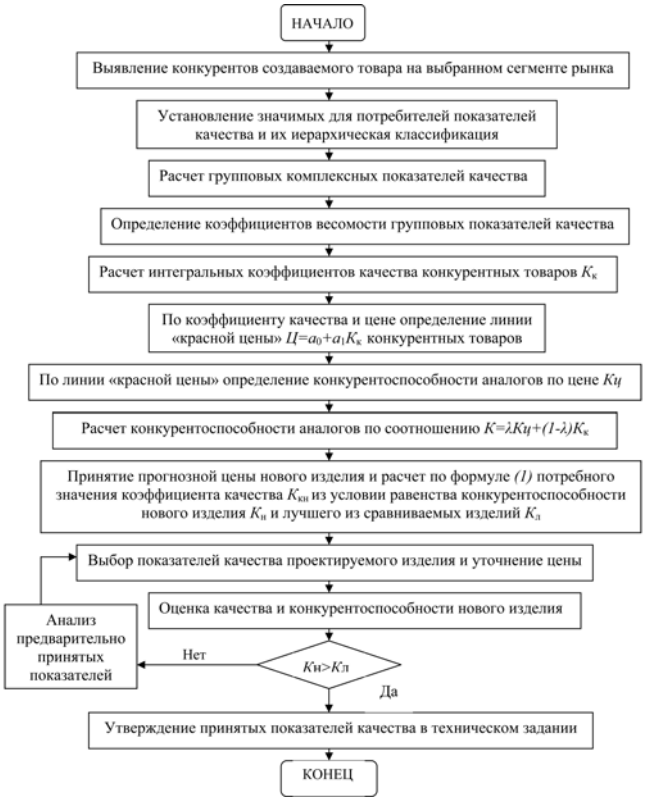


Рис. 2. Алгоритм формирования показателей качества конкурентоспособного изделия

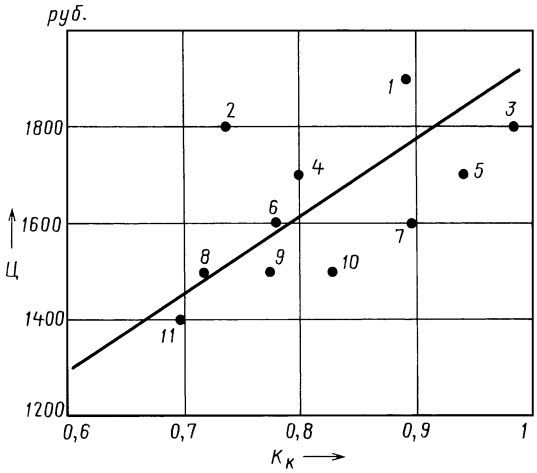


Рис. 3. Зависимость цены АКБ от их качества и линия "Красной цены", подсчитанная по формуле $Ц = 349 + 1602K_к$:
1 — "Медалист премиум"; *2* — "Зверь"; *3* — "Красная эволюция"; *4* — "Зубр 6СТ 55АЗ"; *5* — проектируемая АКБ; *6* — "Файрболл 55"; *7* — "АКОМ-гранд"; *8* — "Варта С15w"; *9* — "АкТех"; *10* — "Исток"; *11* — "ЗиД"

Предварительно приняв значения показателей качества и плановую цену нового изделия, по тому же методу можно рассчитать его коэффициенты качества и конкурентоспособности. Очевидно, что проектируемое изделие по коэффициенту конкурентоспособности не должно быть хуже лучшего образца из числа изделий-конкурентов. Если же принятые показатели не удовлетворяют данному условию, предварительно принятые показатели корректируются, и цикл оценки повторяется.

Предложенный алгоритм (процедура) применим к выбору параметров аккумуляторных батарей емкостью 55 А · ч, широко используемых на легковых автомобилях.

Допустим, что производитель "Х" решил создать новую модель АКБ для этого сегмента рынка и войти с ней в первую тройку лидеров, т. е. установил параметр "ворота конкурентоспособности" не ниже коэффициента конкурентоспособности АКБ, занимающей третью позицию.

Маркетинговые исследования показали[1], что основная доля продаж приходится на 10 моделей АКБ (см. таблицу). Аккумуляторы одного класса и назначения имеют практически одинаковые массу и габаритные размеры, а также наиболее важные ее показатели (особенно для зимней эксплуатации) — способность отдавать необходимый стартерный ток и быстро восстанавливать емкость.

Эти свойства АКБ специалисты журнала "За рулем" оценивали по 12 показателям, которые классифицировали на три группы.

Для принятых 10 аналогов-конкурентов создаваемого изделия по методу профилей определили групповые комплексные показатели качества, по методу

[1] Данные взяты из журнала "За рулем", 2007, № 11.

анализа иерархий — "весомости" этих показателей и средневзвешенное значение интегральных коэффициентов качества. (При этом необходимо отметить, что ранги АКБ, установленные агрегатно-декомпозиционным методом, на 100 % совпали с распределением мест, проведенным экспертами, что еще раз доказывает достоверность вышеупомянутого метода оценки качества изделий.)

Затем на двухкоординатном поле "цена—качество" была построена (рис. 3) линия "Красной цены" АКБ, которая математически выражается формулой $Ц_i = 349 + 1602K_{кi}$, коэффициенты регрессии которого определялись методом "наименьших квадратов" с использованием данных таблицы.

Коэффициенты конкурентоспособности, рассчитанные по приведенной выше формуле, показывают, что среди аналогов наиболее конкурентоспособной является турецкая АКБ "Красная эволюция": у нее $K_к = 1{,}036$.

Правда, при оценке конкурентоспособности коэффициент λ предпочтений был принят равным 0,6, т. е. предпочтение отдавалось цене. Поскольку технические характеристики продаваемых на рынке АКБ отличаются незначительно и объективно оценить их качество при покупке невозможно, покупатели при выборе аккумулятора больше внимания уделяют именно цене. По этой причине некоторые АКБ, имеющие лучшие показатели качества, но высокую цену, по конкурентоспособности занимают более низкие ранги, чем у них было по качеству. Так, американская "Медалист", занимающая третье место по качеству, из-за высокой цены по конкурентоспособности "скатилась" на пятую позицию, а занимавшая по качеству седьмое место "АкТех" поднялась на четвертое место. Чтобы этого избежать, производителю, в случае такого расхождения, нужно предоставить результаты оценки продавцам для ознакомления покупателей, вести рекламную компанию и главное — принять меры по повышению уровня конкурентоспособности своей продукции.

Теперь вернемся к производителю "Х". Оценив конкурентоспособность аналогов, он предварительно вы-

Показатели качества	Коэффициент весомости	Значения показателей качества для батареи										
		"Красная эволюция" (Турция)	"АКОМ-Гранд" (Самара)	"Медалист премиум" (США)	"Исток" (Курск)	"Зубр 6СТ-55 А3" (Беларусь)	"Файрболл 55" (Курск)	"АкТех" (Россия)	" Зверь" (Россия)	"Варта С15w" (Чехия)	"ЗиД" (Ковров)	Новая, "Х"
Резервная емкость батарей:												
время разряда током 25 А в состоянии поставки, мин		82	79	74	52	58	61	52	43	55	30	76
время разряда током 25 А в третьем цикле, мин		103	103	108	99	86	100	104	118	86	109	102
Итого по группе	**0,070**	0,9364	0,9181	0,9088	0,7366	0,7181	0,7957	0,7578	0,7622	0,6998	0,6448	0,8956
Пусковые характеристики при −18 °С по ГОСТ Р 959—2002:												
ток разряда на первой ступени, А		480	460	500	430	440	430	425	467	420	450	452
напряжение через 10 с, В		7,70	7,72	7,62	7,79	7,69	7,70	7,90	7,56	7,61	7,69	7,71
ток разряда на второй ступени, А		288	276	300	258	264	258	255	280	252	270	282
время разряда до 6 В, с		122	110	120	121	129	130	129	118	103	108	123
общее время разряда, с		139	127	137	138	146	147	146	135	120	125	133
Итого по группе	**0,223**	0,9557	0,9055	0,9639	0,9151	0,9438	0,9389	0,9371	0,9301	0,8504	0,8909	0,9342
Испытание на холоде:												
напряжение после 10 с разряда при −21 °С, В		7,81	7,78	7,68	7,77	7,69	7,69	7,88	7,61	7,60	7,71	7,74
то же, при −24 °С, В		7,47	7,40	7,46	7,31	7,41	7,38	7,48	7,32	7,46	7,24	7,37
то же, при −27 °С, В		7,12	7,11	7,09	6,94	6,83	6,83	6,99	6,84	6,94	6,49	7,02
то же, при −30 °С, В		6,88	6,89	6,80	6,86	6,62	6,57	6,61	6,54	6,44	6,14	6,70
время падения напряжения ниже 6 В при −33 °С, с		10	10	10	8	7	5	4	2	2	1	10
то же, при −36 °С, с		8	3	2	1	0	0	0	0	0	0	6
Итого по группе	**0,707**	0,9981	0,8917	0,8674	0,8098	0,7644	0,7292	0,7235	0,6757	0,6785	0,6415	0,9460
Коэффициент качества		0,9843	0,8966	0,8918	0,8281	0,8011	0,7806	0,7735	0,7384	0,7183	0,6973	0,9398
Место по коэффициенту качества		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Коэффициент конкурентоспособности		1,036	1,028	0,9182	1,002	0,896	0,912	0,945	0,806	0,887	0,907	1,030
Место по конкурентоспособности		1	2	5	3	8	6	4	10	9	7	
Место, установленное экспертами		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Цена, руб.		1800	1600	1900	1500	1700	1600	1500	1800	1500	1400	1700
"Красная цена", руб.		1926	1785	1778	1676	1632	1599	1588	1532	1499	1466	1854

бирает показатели качества и цены разрабатываемой АКБ и по той же методике оценивает ее качество и конкурентоспособность (см. таблицу). В итоге оказалось, что коэффициент конкурентоспособности $K_к$ разрабатываемой модели при принятых показателях качества оказался равным 1,030, что лучше показателя АКБ, занявшей третье ($K_к$ = 1,002) место. То есть по конкурентоспособности новая АКБ проходит в "ворота", однако уступает лидеру — "Красной эволюции". Если такое положение его устраивает, то принятые показатели фиксируются в техническом задании, и на последующих этапах разработки конструкторы добиваются неукоснительного их достижения. Если же принятые показатели не обеспечивают конкурентоспособность проектируемой АКБ, анализируется возможность корректирования отдельных показателей. Если она есть, выбирается новое значение анализируемого показателя; если ее нет — идет поиск нового решения. Это может быть, например, переход от распространенной сурьмянистой технологии на кальциевую технологию, при которой не происходят отравление активной массы пластин сурьмой и мышьяком, высокий саморазряд и вскипание электролита, пластины получаются более тонкими и стойкими к агрессивному воздействию электролита. Такая АКБ обладает небольшим внутренним сопротивлением, способна отдавать и принимать большие токи, т. е. быстро набирать заряд в коротких городских поездках без вскипания и испарения электролита.

Для повышения потребительских свойств АКБ в ее конструкцию могут быть внесены и такие новшества, как прикрепление нижней части свинцовых пластин к дну корпуса батареи, пробки с лабиринтными отверстиями, холоднокованые клеммы и др. И каждый раз цикл оценки качества и конкурентоспособности проектируемой АКБ нужно повторять.

Эта работа, конечно, не простая. Однако опыт доказал: формирование параметров "ворот конкурентоспособности" и их применение на этапах разработки способствует обеспечению проектируемому изделию коммерческого успеха на выбранном сегменте рынка. Причем с минимальными трудовыми и материальными затратами.

УДК 336.2.027

Транспортный налог — враг природы, производства и потребителя АТС

Доктора техн. наук В.В. МОСКОВКИН и Е.А. ГАЛЕВСКИЙ, кандидаты техн. наук Д.Е. ВОХМИНОВ, Ф.В. ТУРОВСКИЙ, А.С. ШКЕЛЬ

НАМИ, НИЦИ при МВД России, НИИАТ, МГУПИ

Ухудшение экологической обстановки, а также транспортные проблемы (заторы на дорогах, нехватка мест для стоянки и т. п.) требуют новой политики в государственном регулировании типажа автотранспортных средств: в ее основе должен лежать критерий, стимулирующий производителя разрабатывать идеальные с точки зрения перечисленных характеристик автомобили, а потребителя — приобретать их. Дело в том, что существующий в настоящее время регулятор типажа, транспортный налог, этих функций не выполняет, потому что в его основе лежит величина мощности двигателя АТС.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим как мощность двигателя влияет на топливную экономичность автомобиля, с которой, как известно, связана его экологичность.

Например, мощность двигателей, устанавливаемых на автомобили КамАЗ и МАЗ, за последние годы увеличивалась на 20—40 %, а их расходы топлива заметно снизились. Та же картина и за рубежом: 370 кВт (500 л.с.) превзошли двигатели автопоездов всех ведущих европейских фирм ("Даймлер-Бенц", ДАФ, "Ивеко", "Вольво" и др.). Причем большинство из них по желанию заказчика устанавливают на свои 40-тонные автопоезда двигатели различной мощности. Кроме того, сравнительные испытания показывают, что автопоезд с более мощным двигателем, как правило, меньше расходует топлива и имеет бóльшую среднюю скорость движения. Это подтверждается, в частности, статистическими данными испытаний автопоездов на Штутгартском кольце в Германии. Как сообщил журнал "Ластауто Омнибус", за последние 30 лет мощность двигателей автопоездов почти удвоилась, их средняя скорость возросла на 25 %, а расход топлива снизился на 22 %. Что вполне объяснимо: при увеличении мощности дизелей за счет наддува и уменьшении передаточных чисел трансмиссии доля механических сопротивлений в топливном балансе автомобиля уменьшается, следовательно, меньше и расход топлива. Правда, у бензиновых двигателей взаимосвязь между рабочим объемом, мощностью и расходом топлива более сложная. Но определить ее можно. Например, проанализировав, как это сделали авторы, фактические данные, имеющиеся в каталогах.

Так, из каталогов "Аутомобил ревю-2007" выбрали три пары автомобилей фирмы "Фольксваген" ("Поло", "Гольф" и "Пассат") с двигателями одинаковым рабочим объемом, но различной мощностью в каждой паре: у первой пары — рабочий объем 1,4 л, а мощности — 55 и 63 кВт (75 и 86 л.с.), у второй — 1,6 л, 75 и 85 кВт (102 и 115 л.с.) и у третьей — 2 л, 110 и 147 кВт (150 и 200 л.с.). Затем сопоставили расходы топлива в смешанном цикле. Оказалось, что во всех случаях автомобиль с большей мощностью двигателя имеет меньший расход топлива.

То же самое показали и наши автомобили. Например, ВАЗ-1111 с двигателем мощностью 25,8 кВт (35 л.с.) в городском цикле ЕСЕ расходует 6,4 л/100 км, а с двигателем мощностью 39 кВт (53 л.с.) — 6,2 л/100 км; ГАЗ-31105 с двигателем мощностью 62 кВт (90 л.с.) — 16 л/100 км, а с двигателем мощностью 95,7 кВт (130 л.с.) — 13,5 л/100 км. И только у автомобиля ВАЗ-2110 при мощностях двигателя 59 и 65,5 кВт (80 и 89 л.с.) расход топлива один и тот же.

При рассмотрении проблемы нельзя не учитывать и следующее обстоятельство.

Определить, как влияет мощность двигателя на расход топлива у автомобилей одной модели, которые существенно отличаются рабочим объемом и мощностью двигателей, на основе испытаний по циклам ECE или EU не удается, поскольку они, как правило, попадают в разные весовые категории и при испытании на барабанном стенде для них используют различные инерционные массы. В результате трудно понять, что больше повлияло на величину расхода топлива: инерционная масса барабана, рабочий объем двигателя или его мощность.

Учитывая данное обстоятельство, авторы с помощью компьютерной программы MBK выполнили расчетные исследования автомобилей с одинаковым кузовом, но существенно отличающихся рабочим объемом и мощностью двигателей. В результате установлено, что топливные балансы и соотношения между характеристиками всех рассматриваемых автомобилей идентичны, поэтому для анализа была взята пара автомобилей "Вольво S 40". На одном из них установлен четырехцилиндровый двигатель рабочим объемом 1,6 л и мощностью 74 кВт (101 л.с.), на втором — пятицилиндровый, рабочий объем которого равен 2,5 л, а мощность — 162 кВт (220 л.с.).

Расход топлива у первого при движении по городу с остановками составил 12,2 л/100 км, у второго — на 7 % больше; при скорости 90 км/ч — соответственно 5,3 и 5,4 л/100 км. Однако при скорости 120 км/ч они меняются местами: у автомобиля с 1,6-литровым двигателем расход увеличивается до 7,3 л/100 км, а с 2,5-литровым — до 6,6 л/100 км.

На основании сказанного выше можно сделать вывод: увеличение мощности двигателя изменяет расход топлива автомобиля в ту или иную сторону несущественно. Однако при неизменных других параметрах автомобиля, как правило, улучшает его топливную экономичность. А это означает, что транспортный налог не соответствует жизненным реалиям.

Во-первых, он противоречит экологической доктрине Российской Федерации: "Загрязнитель должен платить за выбросы вредных веществ пропорционально их количеству и опасности, которую они представляют для окружающей среды и здоровья населения". Ведь при увеличении мощности двигателя расход топлива не растет, а, скорее, наоборот, уменьшается. Это, кстати, могут подтвердить многие автолюбители, которые знают, что установка прокладки под головку блока цилиндров заметно снижает мощность двигателя, но увеличивает расход топлива.

Во-вторых, способствует ухудшению технических характеристик отечественных АТС, снижая их и без того невысокую конкурентоспособность. Ведь большинство прогрессивных конструктивных решений, направленных на сокращение расхода топлива (наддув двигателя, уменьшение его механических потерь, утепление камер сгорания, замена карбюратора на впрыскивание топлива, применение четырех или пяти клапанов вместо двух), использование маловязких моторных масел и т. п. всегда ведут к возрастанию мощности двигателя, а следовательно, увеличивается налог.

В-третьих, он неконкретен, нестабилен и трудно контролируется. В частности, допускает широкие возможности для варьирования, причем в широких пределах, величины налога для одного и того же автомобиля. Уже хотя бы потому, что в мире имеется шесть стандартов (DIN, ECE, EG, ISO, JIS и SAE) для определения мощности двигателя, между которыми нет строгой взаимосвязи. Кроме того, мощность двигателя, установленного на автомобиле, может существенно отличаться от заявленной. Например, немецкий журнал "МОТ" сообщал, что из 16 исследованных автомобилей заявленная мощность двигателя совпала с замеренной только у одного. Причем среднее отклонение составило 6,2 %, а максимальное (17 %) было у автомобиля "Опель Астра 2.0 Di 16V". Да и наш ГОСТ разрешает отклонение мощности от номинала, равное 5%.

В-четвертых, ступенчатая тарифная шкала фактически стимулирует фальсификации мощности двигателя, записанной в техническом паспорте автомобиля. Дело в том, что значения мощности двигателя имеют естественный разброс, и их технически трудно проконтролировать. В связи с этим производители, не опасаясь санкций, могут искусственно занижать мощность, если ее величина близка к тарифной ступеньке, чтобы налог на их продукцию был меньше. Например, согласно существующей тарифной сетке, мощность двигателя до 100 л.с. оплачивается по 7 руб. за 1 л.с., а от 100 до 150 л.с. — уже по 20 руб. Понятно, что и производителям, и покупателям желательно в паспорте автомобиля иметь заниженную величину мощности (скажем, 99 л.с. вместо имеющихся 101). В этом случае нанесенный государству ущерб или экономия для налогоплательщика составит 1320 руб, или 65 % законного транспортного налога. При бесступенчатой же тарифной шкале, изменяющейся, например, по квадратичной зависимости, экономия будет не более 2 %, поэтому маловероятно, что кто-нибудь решится на фальсификацию из-за сравнительно небольшой выгоды.

В-пятых, транспортный налог наносит моральный вред налогоплательщикам, поскольку он несправедлив по отношению к обществу и природе. Например, налогоплательщик имел автомобиль ГАЗ-31105 с двигателем мощностью 66 кВт (90 л.с.) и платил за него транспортный налог 630 руб. Затем, он приобрел модификацию с двигателем мощностью 96 кВт (130 л.с.), который выбрасывает на 18 % меньше вредных веществ (если считать их количество пропорциональным расходу топлива), на 20 % менее (за счет меньшего времени разгона на низших передачах) шумен, способствует (за счет лучшей динамики) увеличению пропускной способности дорог города. И за все эти полезные для природы и общества дела ему увеличили транспортный налог до 2600 руб., т. е. более чем в 4 раза.

В-шестых, концепция, на которой базируется транспортный налог, часто не соответствует действительности. В его основу заложено допущение: чем больше мощность двигателя, тем дороже автомобиль. Однако практика показывает, что нередко все бывает "с точностью до наоборот". Например, по данным журнала "Кватророут" автомобиль "Рено Клио" с двигателем мощностью 147 кВт (200 л.с.) стоит 23 тыс. евро, "Опель Астра" с двигателем мощностью 177 кВт (240 л.с.) — 31 тыс., автомобиль "Вольво XC 90", несмотря на меньшую (136 кВт или 185 л.с.) мощность

его дизеля, — 66 тыс. евро. И такая обратная зависимость в связи с широким распространением в последнее время дизелей встречается все чаще. Потому что дизели, устанавливаемые на той же модели, что и бензиновый двигатель, как правило, имеют меньшую мощность, но стоят дороже. Не является исключением и упомянутый выше "Вольво XC 90": в бензиновом варианте мощность его двигателя больше (175 кВт, или 238 л.с.), а цена меньше на 15 тыс. евро.

Таким образом, транспортный налог по существу устарел, и авторы не ограничиваются его критикой, а предлагают заменить его экологическим налогом, который представляет собой налог на конструкцию автомобиля. Причем возможны три его варианта: в зависимости от массы автомобиля и рабочего объема его двигателя; основных параметров автомобиля (тип, мощность и рабочий объем двигателя, число ступеней в коробке передач и т. п.) и основных параметров автомобиля и выбросов вредных веществ с учетом агрессивности их компонентов. Но наиболее простой (следовательно, самый понятный для всех) вариант — первый. Поэтому его и рассмотрим.

Масса автомобиля и рабочий объем двигателя, безусловно, влияют на расход топлива. Так, от массы автомобиля почти прямо пропорционально изменяется сила его инерции и сопротивление качению шин; рабочий объем двигателя определяет величину его механических сопротивлений. Например, расчеты показывают, что при движении по городу с остановками автомобиля "Вольво S40" на его массу и рабочий объем двигателя приходится 91 % израсходованного топлива, причем 55 % — на преодоление сил инерции, 9 — сопротивления качению шин и 27 — механических сопротивлений в двигателе; при движении без остановок — 63 %. За счет массы автомобиля и рабочего объема его двигателя при движении по городу с остановками резко возрастает сила сопротивления движению (сила инерции + увеличенное механическое сопротивление силовой установки при работе на низших передачах). Это является главной причиной большого различия (почти в 3 раза) в расходах топлива при движении по городу с остановками и без остановок.

Для городского цикла EU аналогичный расчет дает такой результат: на преодоление сил инерции тратится 2,75 л/100 км (29 %) топлива, сопротивления качению шин — 1,01 л/100 км (11 %), механических сопротивлений в двигателе — 5,14 л/100 км (54 %). (Большие затраты топлива на преодоление механических сопротивлений двигателя в городском цикле EU объясняются тем, что в нем предусмотрено значительное время работы на холостом ходу. В данном режиме все топливо затрачивается только на преодоление механических сопротивлений и привод вспомогательного оборудования.) И это при условии, что при расчетах не учтен тот факт, что масса может увеличивать еще одну составляющую топливного баланса автомобиля, связанную с аэродинамическим сопротивлением. Хотя при утяжелении автомобиля нередко увеличиваются его высота и ширина.

Как видим, в топливном балансе автомобиля на его составляющие, которые зависят от массы и рабочего объема двигателя, приходится 60— 90 % расхода топлива, а значит и вредных выбросов.

Расчет экологического налога ведется следующим образом.

Снаряженная масса автомобиля плюс 0,4 т за каждый 1 л рабочего объема двигателя — база налога. База, возведенная в четвертую степень, дает тарифный коэффициент, умножив который на стоимость базовой тонны, определяет величину налога. Так, если снаряженная масса автомобиля равна 1,2 т, а рабочий объем двигателя — 2 л, то его налоговая база составляет $1,2 + 0,4 \times 2 = 2$, а тарифный коэффициент равен $2^4 = 16$. При стоимости базовой тонны 200 руб. базовый экологический налог составит $200 \times 16 = 3200$ руб. Для льготных автомобилей базовый налог снижается на определенную законом сумму (например, 1000 руб.). Это необходимо, чтобы автоматически освободить от налога автомобили небольшими массой и рабочим объемом двигателя. Их можно будет легко установить по отрицательной или нулевой величине транспортного налога. Например, у автомобиля ВАЗ-111 "Ока" он имеет большое отрицательное значение — 820 руб., у "Лада Самара" — 50 руб. Несмотря на такую разницу, оба автомобиля освобождаются от уплаты экологического налога.

Результаты расчета для 10 облагаемых новым налогом автомобилей приведены в таблице.

Из нее видно, что среди первых семи автомобилей налог существенно увеличился только для ГАЗ-3110. Точно такой же тип кузова, массу и рабочий объем двигателя имеет автомобиль "Мазда 6", но экологический налог у нее такой же, а транспортный — на 1840 руб.

Модель автомобиля	Снаряженная масса, кг	Двигатель		Налог, руб.		Разница	
		рабочий объем, л	мощность, кВт (л.с.)	транспортный	экологический	руб.	% от стоимости автомобиля
"Рено Логан"	980	1,6	64 (87)	609	377	−232	−0,1
ВАЗ-2110	1020	1,6	59 (80)	560	518	−42	−0,02
ВАЗ-1117 "Калина"	1080	1,6	59 (81)	567	750	183	0,07
ВАЗ-21213	1210	1,7	59 (80)	560	1550	990	0,5
"Форд Фокус"	1270	1,6	85 (115)	2300	1660	−640	−0,15
ГАЗ-3110	1400	2,3	96 (130)	2600	4790	2190	0,9
"Тойота RAV4"	1700	2,2	130 (177)	7080	7860	780	0,07
"Фольксваген Таурег"	2160	4,9	230 (313)	31 300	85 300	54 000	1,9
"Хаммер Н2"	2800	6,0	242 (332)	33 200	145 200	112 000	4,4
"Майбах 62"	3200	5,5	405 (550)	55 000	170 000	115 000	0,52

больше. При этом время разгона автомобиля "Мазда 6" до 100 км/ч равно 8,9 с, а у ГАЗ-3110 — 13,5 с.

Новая система позволяет производителю обеспечить ГАЗ-3110 такую же, как у "Мазда 6" динамику за счет увеличения мощности двигателя. В результате он станет более привлекательным для покупателей по двум причинам: его скоростные свойства существенно возрастут, а экологический налог будет заметно меньше транспортного.

Среди последних трех автомобилей самое большое увеличение налога имеет "Майбах" — 115 тыс. руб. Однако, на наш взгляд, эта сумма не должна показаться разорительной для его владельцев, поскольку составляет всего 0,5 % стоимости автомобиля. Хуже обстоят дела у владельцев автомобилей "Хаммер", для них налог увеличился более чем на 4 % стоимости автомобиля. Теперь они знают, что у их автомобилей больше, чем у других, выбросы вредных веществ, а также выбросы диоксида углерода, создающего парниковый эффект; они больше разрушают дороги, занимают больше места в потоке и при парковке: усложняют дорожную обстановку, снижая обзорность у соседей по движению, и т. п. И за это надо платить.

В заключение перечислим основные преимущества экологического налога перед налогом транспортным.

1. Экологический налог имеет четкую идеологическую направленность — защита окружающей среды и здоровья граждан.

2. Он справедлив и научно обоснован: при его соблюдении более четко следуют концепции, на которой базируется транспортный налог — богатый должен платить больше.

3. Для конкретного автомобиля он стабилен и легко контролируется. Рабочий объем двигателя зависит от параметров, которые чрезвычайно трудно фальсифицировать, — хода поршня, диаметра цилиндров и их числа. Масса автомобиля может заметно колебаться в определенном диапазоне, однако если ее искусственно уменьшить на разумную величину, то бесступенчатая тарифная шкала не дает возможности серьезно повлиять на величину экологического налога. Например, автомобили, занимающие в таблице первую и вторую строки, имеют одинаковый рабочий объем двигателя, но отличаются по массе на 60 кг. Это позволило более легкому автомобилю иметь величину экологического налога на 140 руб. меньшую, что чуть больше 2 руб. за каждый 1 кг уменьшения массы. То есть масса, заниженная на небольшую величину, не принесет большой выгоды налогоплательщику.

Таким образом, все говорит за то, что существующий транспортный налог должен быть отменен, поскольку он приносит вред природе, автомобильной промышленности и налогоплательщикам. И чем скорее, тем лучше.

АСМ-факты

ПРОИЗВОДСТВО АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ
предприятиями России, Белоруссии, Украины, Узбекистана и Азербайджана в III-м квартале 2008 г.
(по данным ОАО "Автосельхозмаш-холдинг")

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2008 г.	Сентябрь 2007 г.	Прирост, %	Январь—сентябрь 2008 г.	Январь—сентябрь 2007 г.	Прирост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
ЗИЛ, в том числе:	280	697	−59/8	3561	6614	−46/2
ГАЗ	11 039	14 403	−43/4	118 955	115 193	+3,3
КамАЗ	4914	4599	+6,8	43 322	38 599	+12,2
АЗ "Урал"	1314	1316	−0,2	12 862	10 848	+18,6
УАЗ, в том числе:	2543	2012	+26,4	17 860	16 364	+9,1
шасси "Исудзу"	—	228	—	—	1440	—
"Северстальавто-Исудзу"	805	—	—	4722	—	—
"Соллерс-Елабуга" ("Фиат Дукато")	556	—	—	1804	—	—
"Амур", в том числе:	99	142	−30,3	1085	929	+16,8
"Тата"	32	79	−59,5	690	374	+84,5
"ИжАвто"	278	214	+29,9	4186	6687	−37,4
БАЗ	35	37	−5,4	467	210	+122,4
КЗКТ "Русич"	2	5	−60,0	9	11	−18,2
* НефАЗ (только самосвальные установки)	1626	1575	+3,2	15 069	14 926	+1,0
* САЗ	243	241	+0,8	2364	1596	+48,1
"Автотор Тракс"	—	120	—	85	1201	−92,9
* "Бецема"	69	30	+130,0	650	303	+114,5
"ВТС Зеленоград" ("Вольво")	37	52	−28,8	337	356	94,7
"Ивеко-УралАЗ"	42	29	144,8	312	255	+22,4
"Вазинтерсервис" (ВИС)	210	225	−6,7	1907	2131	−10,5
ТагАЗ	302	1199	−74,8	3752	7419	−49,4
"Яровит"	—	—	—	4	10	−60,0
* "Спектор Авто" (Нижегородская обл.)	131	192	−31,8	1550	1142	+35,7
"Чайка-НН", в том числе:	225	366	−38,5	2130	2301	−7,4
модели собственного производства	102	79	+29,1	463	190	+143,7
* переоборудованные, специализированные	123	287	−77,1	1667	2111	−21,0
* "Филиал машзавод"	31	25	+24,0	429	192	+123,4
* Смоленский ААЗ	19	40	−52,5	335	321	+4,4
* "Метровагонмаш"	45	93	−51,6	357	779	−54,2
МАЗ	2210	1934	+14,3	18 392	17 186	+7,0

Предприятие-изготовитель	Сентябрь 2008 г.	Сентябрь 2007 г.	Прирост, %	Январь—сентябрь 2008 г.	Январь—сентябрь 2007 г.	Прирост, %
АВТОМОБИЛИ ГРУЗОВЫЕ						
МЗКТ	52	40	+30,0	502	324	+54,9
БелАЗ	168	163	+3,1	1509	1367	+10,4
МоАЗ	9	7	+28,6	89	64	+39,1
КрАЗ	301	301	0,0	3090	2958	+4,5
ЗАЗ, в том числе:	330	240	+37,5	1665	1317	+26,4
"Ланос фургон"	1	120	−90,2	29	629	−95,1
"Тата"	329	120	+174,2	1636	688	+137,8
Гянджинский АЗ (автомобили МАЗ)	—	—	—	85	—	—
АВТОМОБИЛИ ЛЕГКОВЫЕ						
ГАЗ, в том числе:	1033	3865	−73,3	19 417	30 845	−37,0
"Волга-Сайбер"	347	—	—	348	—	—
"Соллерс-Набережные Челны" (ЗМА)	3607	808	+46,4	29 010	17 041	+70,2
ВАЗ	73 772	60 031	+22,9	608 577	538 366	+13,0
ПСА "Бронто"	6	9	−33,3	66	66	0,0
УАЗ	3445	2895	+19,0	23 263	23 232	+0,1
"Амур"	160	820	−80,5	578	1892	−69,5
СеАЗ	191	238	−19,7	1184	3022	−60,8
"ИжАвто", в том числе:	6127	4634	+32,2	48 253	55 962	−93,8
ВАЗ	2177	1154	+88,6	18 037	17 375	+3,8
"Автотор"	9861	9091	+8,5	84 443	72 276	+16,8
"ДжиЭм-АвтоВАЗ"	5899	4869	+21,2	44 100	38 667	+14,1
ТагАЗ	7277	7800	−6,7	83 159	46 209	+80,0
АК Дервейс"	840	111	+656,8	5438	613	+887,1
"Автофрамос"	7586	6244	+21,5	58 040	48 887	+18,7
"Самотлор-НН" (скорая помощь мод. 3186-02)	12	2	+500,0	56	13	+330,8
"Форд" (Ленинградская обл.)	5056	6754	−25,1	46 015	53 675	−14,3
"Дженерал Моторз" (Санкт-Петербург)	6087	660	+822,3	30 575	3703	+725,7
"Тойота" (Санкт-Петербург)	894	—	—	3 447	—	—
"Фольксваген" (Калужская обл.)	7 743	—	—	40 474	—	—
СП "Юнисон" (РБ, автомобили "Саманд")	1	32	−96,9	90	207	−56,5
"УзДэу-авто"	19 056	15 426	+23,5	139 008	128 144	+8,5
ЗАЗ, в том числе:	22 054	24 964	−11,7	227 256	192 665	+18,0
ЗАЗ	807	1331	−39,4	11 820	15 693	−24,7
"ЗАЗ-Сенс"	152	1106	−86,3	8485	18 851	−55,0
ВАЗ	1684	2919	−42,3	18 382	23 743	−22,6
АЗ "Богдан" (ЛуАЗ), в том числе:	15 461	8779	+76,1	116 067	68 143	+70,3
ВАЗ	**	**	**	**	**	**
АВТОБУСЫ						
ЗИЛ	—	5	—	6	18	33,3
ГАЗ, в том числе:	2001	3321	−39,7	19 609	26 834	−26,9
"Максус"	48	—	—	244	—	—
АЗ "Урал" (вахтовые)	127	84	+51,2	826	731	+13,0
УАЗ	1543	1587	−2,8	12 296	12 956	−5,1
ПАЗ	1340	1345	−0,4	11 402	10 539	+8,2
ЛиАЗ	157	229	−31,4	1872	2073	−9,7
ГолАЗ	17	39	−56,4	284	367	−32,6
КАвЗ	138	348	−60,3	1398	2924	−52,2
"Русский автобус Марко"	15	—	—	321	—	—
ВАП "Волжанин"	11	28	−60,7	223	160	+39,4
НефАЗ, в том числе:	79	113	−30,1	862	915	+2,8
* вахтовые	—	3	—	14	61	23,0
"Тушино-Авто"	45	31	+45,2	396	73	+442,5
"Мичуринский автобус"	5	12	−58,3	66	87	−24,1
"Скания-Питер"	—	11	—	55	94	−41,5
СТ "Нижегородец" ("Форд Транзит")	202	—	—	1666	—	—
* "Самотлор-НН"	289	132	+118,9	1376	1892	−27,3
* "НПП Семар"	—	20	—	—	312	—
"ЕвоБус Русслэнд" ("Мерседес Спринтер")	—	4	—	21	175	−88,0
Ростовский завод грузовых автомобилей (РЗГА)	—	818	—	—	1 886	—
МАЗ	85	130	−34,6	1351	1294	+4,4
ОЗ "Неман" (г. Лида, РБ)	28	20	+40,0	103	109	−5,5
ЗАЗ	54	55	−1,8	555	324	+71,3
ЛАЗ	**	**	**	**	**	**
Черкасский автобусный завод ('Богдан")	**	**	**	**	**	**
ТРОЛЛЕЙБУСЫ						
ЛиАЗ	—	—	—	52	1	+5100,0
"Тролза"	43	41	+4,9	183	198	−7,6
ВМЗ ("Транс-Альфа", "ТА Электра")	20	12	+66,7	104	87	+19,5
ВЗТМ	2	1	+100,0	7	5	+40,0
"Тушино-Авто"	2	9	−77,8	88	61	+44,3
Башкирский ТЗ	4	4	0,0	43	39	+10,3
МАЗ	—	20	—	—	51	—
"Белкоммунмаш"	36	22	+63,6	292	144	+102,8
АВТОСБОРОЧНЫЕ КОМПЛЕКТЫ						
ГАЗ	101	—	—	881	—	—
ЛиАЗ (троллейбусные)	—	—	—	—	51	—
КрАЗ	—	—	—	4	11	−63,6

Примечания: * — на шасси других отечественных изготовителей; ** — нет данных.

УДК 629.113/.115

Отечественная автомобильная техника на "Автосалоне-2008", МИМС, "Интеравто" и "Московском автотранспортном форуме"

Московский международный автомобильный салон прошел в этом году, как говорится, в новом формате, был приближен по принципам организации и формирования экспозиции к Женевскому, Франфуртскому, Парижскому... То есть практически целиком посвящен легковым автомобилям и рассчитан на широчайшую аудиторию потребителей именно такого рода АТС, а поэтому и продолжался без малого две недели. По замыслу организаторов, коммерческая техника теперь должна экспонироваться на традиционной апрельской выставке "Комтранс", а все, что связано с производством и обслуживанием автомобилей — на "Автомеханическом салоне", проводимом в феврале.

Однако в полной мере осуществить эту спорную идею пока не удалось: фактически частью "Автосалона-2008" стали экспозиции двух параллельных выставок "Интеравто" и МИМС, в которых нашлось место всем, кто "не вписался в новый формат", а сразу по окончании "Автосалона" в том же выставочном центре прошел "Московский автотранспортный форум", на котором свою продукцию также показали многие российские изготовители, в частности автобусов и троллейбусов. Таким образом, и в этом году на рубеже лета и осени на одной выставочной площадке почти одновременно можно было увидеть технику практически всех отечественных автозаводов; многолетняя традиция "итоговой" отраслевой выставки продолжает жить.

В основной экспозиции "Автосалона-2008" представили свои автомобили российские ГАЗ, УАЗ, ВАЗ, ТагАЗ и украинский ЗАЗ.

На стенде ГАЗа впервые были показаны товарные автомобили "Волга-Сайбер". Выпускаются они только с кузовом седан, оснащаются бензиновым двигателем рабочим объемом 2,0 л и механической коробкой передач либо 2,4 л и автоматической коробкой передач. Предусмотрены две комплектации: "комфорт" и "люкс"; последняя предполагает наличие легкосплавных колес с шинами размером 205/60R16 (в базовой комплектации – стальные, с шинами 205/65R15), противотуманных фар, фароомывателей, кожаной отделки салона, электроподогрева передних сидений и др.Модель, как известно, создана на платформе "Крайслер Собринг", а дизайн кузова выполнен английской фирмой "УльтраМотив". Нижегородские же специалисты провели огромную работу по подготовке производства и технологиям изготовления нового автомобиля. В числе поставщиков компонентов — фирмы "Магна", "Фекоса", "Цанрадфабрик", "Сакс", "Аутомотив Лайтинг" и др.

Помимо "Волги-Сайбера" на стенде ГАЗа были представлены "маломестные" модификации микроавтобуса семейства "Максус", производящегося на заводе "Группы ГАЗ" в английском Бирмингеме.

Ульяновский автозавод, относящийся к группе компаний "Северсталь", показал на "Автосалоне-2008" дизельную модификацию автомобиля УАЗ-3163 — с двигателем ИВЕКО F1A рабочим объемом 2,3 л (максимальная мощность — 85 кВт, или 116 л. с., при 3900 мин$^{-1}$; крутящй момент — 270 Н·м при 2500 мин$^{-1}$), а также два варианта пикапа с двухрядной кабиной УАЗ-23632, который пока предлагается лишь с бензиновым двигателем ЗМЗ-409.10 (2,7 л, 94,1 кВт, или 128 л. с., при 4400 мин$^{-1}$; 218 Н·м при 2500 мин$^{-1}$) но в дальнейшем будет комплектоваться и дизелем ИВЕКО. Обе выставленные модели имели несколько обновленный экстерьер.

Показали свою продукцию и другие предприятия, входящие в "Северсталь-авто": ЗАО "Северсталь-Исудзу" — внедорожник-пикап и легкие грузовые автомобили "Исудзу", а ООО "Соллерс-Елабуга" — семейство "Фиат Дукато".

Волжский автозавод на своих стендах представил 13 автомобилей. Помимо серийных моделей семейства "Калина" и освоенных недавно "Приор", на основном стенде были продемонстрированы два внедорожника. Первый — студенческая конкурсная разработка, удостоенная приза ОАО "АвтоВАЗ" (см. фото на первой странице обложки), предсставляющая собой "виртуальное" третье поколение "Нивы". Второй — концептуальная модель "С-кросс", которая создана на универсальной платформе, разрабатываемой ВАЗом совместно с фирмой "Рено".

Собственно, внедорожником назвать данный автомобиль можно лишь с большой натяжкой: он относится к сравнительно новому подтипу АТС, получившему название "кроссовер" и занимающему промежуточное положение между полноприводными модификациями традиционных легковых автомобилей и "паркетными" внедорожниками. Автомобиль будет иметь полную массу ~1870 кг при полной нагрузке 500 кг. Предполагается выпускать его с двигателями рабочим объемом 1,6—2,0 л как в полноприводном, так и в переднеприводном вариантах.

На отдельном стенде показаны были спортивные разработки ВАЗа: два автомобиля, построеенные для российских и международных соревнований, и один – как образец глубокого тюнинга серийной продукции с использованием спортивных технологий. Кроме того, на "Автосалоне" была представлена и продукция СП "ДжЭм-АвтоВАЗ": автомобиль ВАЗ-2123 ("Шевроле-Нива") можно было увидеть на стенде "Дженерал Моторс".

Интересные модели показал Таганрогский автозавод, занимающийся сборкой преимущественно корейских автомобилей "Хенде". В отличие от других "автосборщиков", ТагАЗ с момента своего основания выпускает автомобили и под собственной торговой маркой. Последние его новинки – внедорожники ТагАЗ "Тагер" и ТагАЗ "Роад Партнер", имеющие также корейское происхождение. В ближайшее время к ним до-

бавятся пятидверная модификация "Тагера" и оригинальный пикап на базе "Роад Партнера". Примечательно, что двигатель для этих моделей (2,6-литровый дизель "Мерседес-Бенц") будут также изготовлять в Таганроге. Помимо внедорожников на стенде ТагАЗа располагался седан "Вортекс Эстина" (несколько усовершенствованный в плане пассивной безопасности китайский автомобиль "Чери Фора"), выпуск которого начат в августе 2008 г.

Запорожский автомобильный завод, прекративший недавно производство семейства "Таврия-Славута", в качестве собственных предлагает теперь модели семейства ЗАЗ "Сенс", представляющего собой несколько видоизмененный "Шевроле Ланос" с двигателем МеМЗ . Однако в связи с ужесточением экологических требований этим двигателям пришлось искать столь же недорогую альтернативу, поэтому под капотом одного из показанных седанов был установлен 1,5-литровый двигатель китайской фирмы "Чери". Три других автомобиля на стенде ЗАЗа были оснащены МеМЗами, в том числе два седана — двигателями рабочим объемом 1,4 и 1,3 л (последний — с газобаллонной установкой) и фургон — 1,5-литровым. Все четыре автомобиля — с гидроусилителем руля и кондиционером.

В рамках экспозиции выставок МИМС и "Интеравто", как уже говорилось, были показаны некоторые коммерческие автомобили. В частности, хорошо известные украинские автобусы "Эталон" и самосвалы КрАЗ, модернизированный ЗИЛ-131 производства новоуральского завода "Амур" (УАМЗ), а также продукция белорусского Опытного завода "Неман" (расположен в г. Лида Гродненской обл.).

Последнее изготовляет усовершенствованные ЛиАЗы (городской Неман 5201" и пригородные мод. 52012 и 520122), комплектуемые двигателями ЯМЗ-6563 (V-6, "Евро-3") либо "Катерпиллер 3126Е" (шестицилиндровый рядный, "Евро-3") и механическими коробками передач ЯМЗ, "Цанрадфабрик" либо автоматическими фирмы "Фойт". Кроме того, здесь собирают две модели на шасси зарубежного производства: вагонной компоновки "Неман-3232" и полукапотный "Неман-Кассиамали". Выпускаются они как в городских модификациях вместимостью 38-40 чел., так и в междугородных с числом мест от 20 до 28.

В рамках "Автотранспортного форума" сенсационным экспонатом стал автобус ЛиАЗ-5292 с комбинированной силовой установкой (рассказать подробно об этой разработке редакция "АП" планирует в одном из следующих номеров). КамАЗ представил изотермический фургон с грузоподъемным бортом на шасси КамАЗ-65115 грузоподъемностью 15 т, а также среднетоннажный КамАЗ-43085 с прицепом мод. 87060 (типа "тандем") и седельный автопоезд КамАЗ-5460-022 + + ТМ-8310 (полуприцеп Камского завода "Трансмаш"). Минский автозавод — автопоезда МАЗ-6430А9 + 931010 и МАЗ-437130 + + 837300, автобус МАЗ-107 с измененным экстерьером и двигателем "Евро-4". Кроме того, оригинальный троллейбус на базе кузова низкопольного автобуса МАЗ продемонстрировал московский СВАРЗ, а холдинг "Русские автобусы" группы "ГАЗ" помимо гибридного ЛиАЗа — малый автобус "Реал" и средний городской низкопольный КАвЗ-4239.

Р. К. МОСКВИН

УДК 621.43:662.6/8

Топливная экономичность турбодизелей и как ее можно улучшить в эксплуатации

Канд. техн. наук Л.Я. ШКРЕТ

ЮРГТУ (НПИ)

История развития поршневых ДВС — процесс непрерывного, целенаправленного улучшения всех их конструктивных и эксплуатационных показателей, в том числе топливной экономичности.

Так, один из первых опытных двигателей Р. Дизеля (1895 г.) эффективной мощностью 11,7 кВт (16 л.с.) имел удельный эффективный расход топлива, равный 516 г/(кВт · ч), или 380 г/(л.с. · ч), а эффективный КПД — 16,4 %. У современных же автомобильных дизелей с газотурбинным наддувом данный КПД выше в разы. Например, у дизелей МАН на многих рабочих режимах он достигает 40—45 %, у некоторых отечественных — тоже больше 40 %. То есть за 100 лет эффективный КПД (а значит, и топливная экономичность) дизелей улучшен более чем в 2,5 раза. Однако в настоящее время процесс явно замедлился. Что обусловлено не только техническими возможностями изготовителей дизелей, высоким уровнем тепловой и механической нагрузок на детали камеры сгорания, турбокомпрессора, других теплонапряженных узлов, свойствами ГСМ, но и теорией: η_e дизеля при всех "ухищрениях" не может превышать 60 %. Так что ожидать здесь какого-то "скачка" не приходится. Хотя кое-какие возможности есть. Об этом говорит анализ факторов, от которых зависит топливная экономичность турбодизеля.

Так, из теории известно, что удельный расход g_e ДВС напрямую связан с эффективным КПД (η_e) и низшей теплотворной способностью топлива. Эту связь при n = const можно записать в виде формулы $g_e = \text{const}/(\eta_e H_u)$. Но учитывая, что величина H_u, в общем-то, для топлива одной марки примерно постоянная, можно сказать, что g_e есть величина, обратная η_e. Поэтому, если принять во внимание, что в современных дизелях используются топлива разных видов (например, жидкие и газовые), расход которых имеет разные размерности (г/(кВт · ч) и м^3/(кВт · ч), что неудобно, эффективную экономичность лучше всего выражать через безразмерный η_e.

Пример такого подхода — рис. 1, на котором показаны зависимости $\eta_e = f(\bar{n})$ для нескольких моделей автомобильных дизелей с турбонаддувом и без него, соответствующие их внешним скоростным характеристикам.

Если, далее, области под кривыми *1—4* на этом рисунке заменить равновеликими им по площади прямоугольниками, то соответственно прямые *I*, *II*, *III* и *IV* будут представлять собой усредненные (среднеинтегральные) коэффициенты $\eta_{e_{ср}}$ — объективные уровни

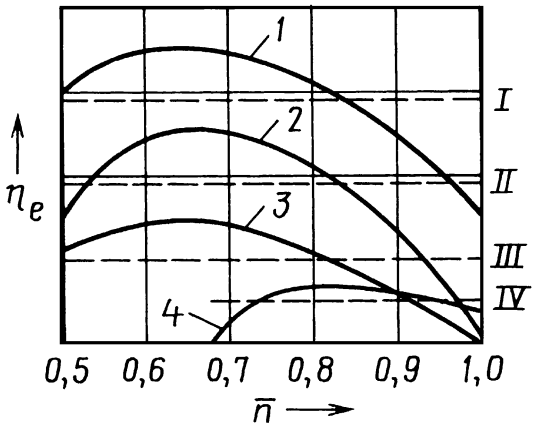


Рис. 1. Зависимость $\eta_e = f(\bar{n})$ по внешним скоростным характеристикам дизелей МАН D2865L F04 (1 и I), ЯМЗ-238Н (2 и II), ЯМЗ-236 (3 и III) и DM-2 (4 и IV)

относительной топливной экономичности сравниваемых дизелей по внешней их скоростной характеристике.

И это вполне логично: среднеинтегральные показатели работы ДВС традиционно используются при их расчетах и сравнении. Например, среднее индикаторное давление p_i (удельная индикаторная работа) — в сущности условное среднеинтегральное давление, соответствующее индикаторной работе цикла; усредненные его показатели политроп сжатия и расширения — также среднеинтегральные величины.

Как видим, рис. 1 действительно очень нагляден. Из него видно: самый экономичный из рассматриваемых дизелей — турбодизель МАН (кривая *1* и линия *I*), на втором месте — турбодизель ЯМЗ-238Н (кривая *2* и линия *II*), на третьем — безнадувный дизель ЯМЗ-236 (кривая *3* и линия *III*) и на четвертом — турбодизель ДМ-21 (кривая *4* и линия *IV*).

Таким образом, рис. 1 подтверждает известный вывод о том, что применение наддува не всегда сопровождается наилучшими показателями топливной экономичности. Согласны с этим, кстати, и специалисты фирмы "Бош": по их данным, характерные удельные расходы g_e у современных безнаддувных дизелей легковых автомобилей при $n_н$ = 4500÷7000 мин$^{-1}$, среднем эффективном давлении $p_{e_н}$ = 0,8÷1 МПа (8—11 кгс/см^2) составляют 250—350 г/(кВт · ч), или 184—258 г/(л.с. · ч), а у турбодизелей того же назначения при $n_н$ = 3500÷4500 мин$^{-1}$ и $p_{e_н}$ = 0,9÷1,2 МПа (9—12 кгс/см^2) — 240—290 г/ (кВт · ч), или 177—219 г/(л.с. · ч). То есть некоторые модели безнаддувных дизелей действительно не уступают по экономичности турбодвигателям или даже превосходят их. Правда, у последних есть и бесспорные преимущества перед безнаддувными: у них (при том же литраже) существенно (в 1,5 раз и более) выше номинальная мощность, меньше жесткость сгорания, возможность значительного (до 1,2 раза) снижения частоты $n_н$ вращения коленчатого вала при одновременном увеличении $N_{e_н}$ и закономерном возрастании механического КПД.

Есть у турбодизелей и другие позитивные стороны. В частности, они обычно лучше с точки зрения токсичности отработавших и картерных газов на всех рабочих режимах. Но обеспечивается это, к сожалению, довольно сложными, трудоемкими методами и техническими средствами, в том числе использованием регулируемого наддува, что под силу лишь наиболее крупным изготовителям ДВС, способным оплатить сотрудничество с известными исследовательскими центрами и поставщиками ряда комплектующих изделий (ТКР, ТНВД и др.) мирового уровня.

Высокое значение η_e, следовательно, и минимизация g_e — не самоцель, а одно из средств, позволяющих изготовителям АТС достичь одной из своих приоритетных целей — минимально возможного путевого расхода топлива Q. Именно одно из средств, потому что значение Q зависит от эффективности работы всей системы "автомобиль (его двигатель, техническое состояние транспортного средства, качество ГСМ)—водитель—дорога—окружающая среда". Но средство главное. Поэтому, а также потому, что в эксплуатационных условиях автомобильные двигатели работают преимущественно на частичных и переменных скоростных и нагрузочных режимах в технической документации и литературе (справочники, каталоги и др.), данные по характерным показателям топливной экономичности турбодвигателя обычно не приводят. Особенно актуальна проблема повышения η_e для дизеля с нерегулируемым наддувом. Такой двигатель на малых нагрузках, как правило, уступает по топливной экономичности безнаддувным моделям. И тем более на режимах холостого хода: при пребывании автомобиля в транспортных "пробках", его работе при других остановках транспорта. Ведь продолжительность этих режимов может составлять до 10 % рабочего времени. К примеру, для поддержания двигателя в нормальном тепловом состоянии при низкой температуре окружающей среды на автостоянках он иногда не глушится по несколько часов. Многие турбодвигатели хуже приспособлены к таким режимам, чем их "атмосферные" прототипы, в частности, из-за большего расхода моторного масла, попадающего во впускной и выпускной тракты через уплотнения турбокомпрессора. Происходит интенсивное его загрязнение нагаром, особенно при предельно допустимом или запредельно техническом состоянии турбодвигателя. Такое состояние моторной техники по известным причинам, к сожалению, не редкость.

Приспособленность дизеля к экономичной работе на всех или наиболее распространенных режимах эксплуатации обычно оценивают по комбинированным (универсальным, многопараметровым) характеристикам в виде совмещенных зависимостей $g_e = f(n)$, $N_e = f(n)$ и др. в координатах p_e, n.

Чтобы расширить информационные возможности таких характеристик, например, при сравнении экономичности разнотипных (с разными пределами изменения n, разнотопливных и т. д.) автомобильных дизелей, эти координаты тоже целесообразно приводить к относительному (безразмерному) виду; вместо p_e при-

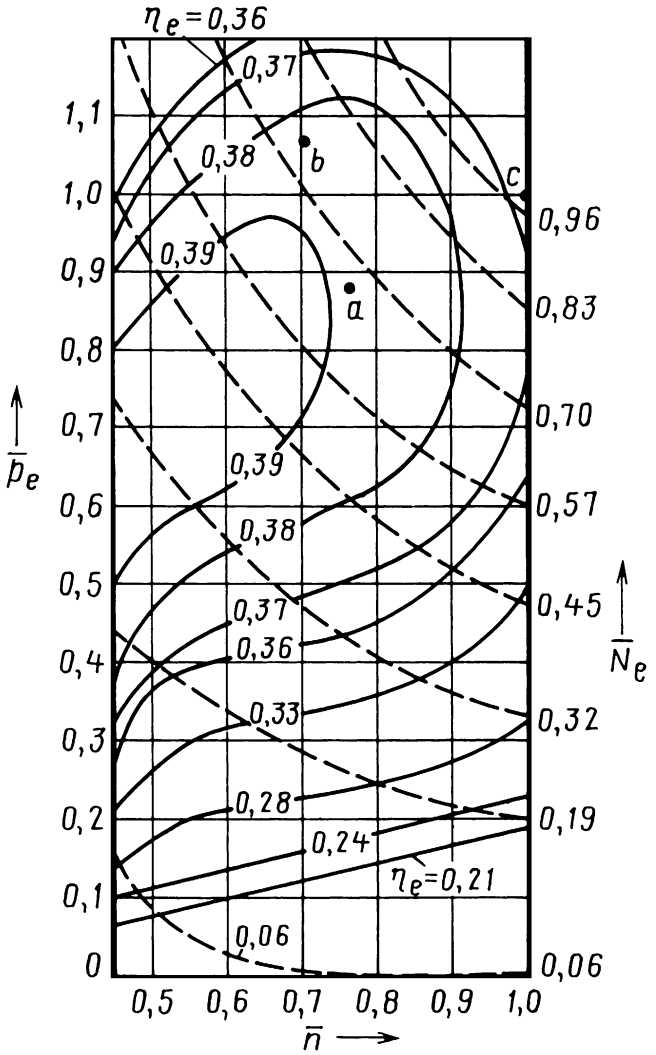


Рис. 2. Комбинированная характеристика турбодизеля

нимать $\bar{p}_e = p_e/p_{e_н}$; вместо N_e брать $\bar{N} = N_e/N_{e_н}$. Пример такой характеристики для одной из модификаций типичного турбодизеля 8 ЧН 13/14, результаты исследований которого опубликованы некоторыми организациями (ЯМЗ, НАМИ, МАДИ, МГТУ имени Н.Э. Баумана и др.), приведен на рис. 2. И если за экономичные режимы двигателя 8 ЧН 13/14 принять те из них, которым соответствуют значения, допустим, $\eta_e \geqslant 0,36$, то этому условию будет соответствовать поле — площадка, ограниченная изолинией $\eta_e = 0,36$, пределами $\bar{n} = 0,45 - 1$ и $\bar{p}_e = 0,275 - 1$, что охватывает ~50 % общей площади под линией $p_e = 1$. При таком условии дизель целесообразно эксплуатировать в указанном поле наиболее экономичной работы, которое, естественно, может быть существенно расширено при помощи регулируемого наддува, снижении значение $n_н$ и других мер.

На этом же рисунке показана величина η_e (точка *a*) для одного из частичных режимов работы безнаддувного дизеля ЯМЗ-236 ($\bar{n} = 0,76$; $\bar{p}_e = 0,89$). Как видим, на этом режиме он по топливной экономичности не уступает турбодизелю, который служит условным образцом для сравнения. Точки *b* и с на рисунке соответствуют величинам η_e режима максимального крутящего момента и мощности $\bar{N}_e = 1$ турбодвигателя. Пунктиром отражены изолинии $\bar{N}_e = \text{idem} < 1$.

Потенциальные факторы улучшения величины η_e турбодвигателей на различных рабочих режимах известны. В общем виде эти факторы можно выразить классической зависимостью $\eta_e = \eta_м \eta_i$, т. е. произведением механического и индикаторного КПД. Поэтому их и стремятся увеличивать всеми доступными и целесообразными способами и средствами. В частности, $\eta_м$ турбодвигателей с высоким и средним наддувом — за счет снижения $\eta_н$, поддержания нормального теплового режима систем охлаждения и смазывания при неблагоприятных климатических и иных условиях, использования специально подобранных ГСМ или адаптации к работе на конкретных марках ГСМ. Причем доказано: топливная экономичность ДВС может быть существенно улучшена путем использования современных и перспективных высококачественных энергосберегающих моторных масел, многие из которых имеют синтетическую или полусинтетическую основу, а отсюда и — пологую вязкостно-температурную характеристику, высокий индекс вязкости (ИВ > 100); содержат присадки — модификаторы, снижающие механические потери при полусухом трении между подвижными сопрягаемыми деталями, прежде всего, в узле "поршень и его кольца—гильза цилиндра" у ВМТ и НМТ, где невозможно создание его жидкостного режима смазывания.

Такие масла в маркировке имеют специальные обозначения (GF-1, 2, 3, 4; A1, A5, B1, B2 и др.) и позволяют улучшить топливную экономичность турбодизеля не менее чем на 2,5 %. Причем их эффективность особенно высока на недостаточно прогретых двигателях, при частичных нагрузках и низкой температуре окружающей среды. Например, при снижении температуры товарных масел класса вязкости 10 (марки М-10 $Г_2$, М-10 $Г_{2К}$ др.) с 353 до 313 К (с 80 до 40 °С) их кинематическая вязкость повышается в ~5 раз, а для ряда энергосберегающих — не более чем в 2—3 раза, т. е. в 1,7—2,5 раза меньше. Это не может не отражаться позитивно и существенно на $\eta_м$, значит, и η_e, пусковых качествах, надежности и ресурсе дизеля. Поэтому в зарубежной практике доля синтетических и полусинтетических энергосберегающих масел в настоящее время превышает 30 % общего числа марок автомобильных моторных масел. Более того, некоторые изготовители турбодизелей рекомендуют использовать в них только синтетические масла и широко распространенные масла класса SAE 15W40 с кинематической вязкостью $\nu_{100°} = 13 \div 15$ мм^2/с при 373 К (100 °С), что несколько выше соответствующей вязкости упомянутых выше летних марок отечественных масел, для которых $\nu_{100°} = 10,5 \div 11,5$ мм^2/с. Однако большинство указанных зарубежных масел имеют более пологую ВТХ, ИВ > 100, другие улучшенные позитивные свойства.

Важный фактор реальной экономии ГСМ — техническое состояние турбодизеля. Его усложненная конструкция и более напряженные условия работы обу-

словливают необходимость внедрения высокого уровня технологий изготовления и эксплуатации. Это обстоятельство — одна из причин, сдерживающих применение такой моторной техники, особенно малого литража.

Несмотря на известные экономические и иные проблемы (ненадежность или отсутствие кооперации с изготовителями высококачественных комплектующих изделий мирового уровня, относительно мягкие требования соответствующих стандартов к технико-экономическим и экологическим показателям), совместными усилиями НАМИ, МАДИ, МГТУ "МАМИ", ЯМЗ, ЦНИТА, КамАЗ и др. в России создан ряд конкурентоспособных для своего времени модификаций автотракторных турбодвигателей: 12ЧН 13/14, 8ЧН 13/14, 8ЧН 14/14, 8ЧН 12/12 ("Евро-2", "Евро-3"). Конъюнктура автомобильного рынка не только выдвигает новые проблемы, но и предоставляет дополнительные возможности для создания экономичных и малотоксичных турбодвигателей в сотрудничестве с известными поставщиками высококачественных комплектующих изделий, в частности, ТКР — фирмами "Гаррет", "Борг Ворнер", их быстро развивающимся ООО "Диас-Турбо", другими передовыми предприятиями. Но особо актуальны и перспективны разработки НАМИ, ЯМЗ и других организаций по поддержанию турбодвигателей в исправном техническом состоянии при длительной их эксплуатации. И одна из таких разработок — электронные системы диагностирования и защиты дизелей от аварийных ситуаций. Их внедрение, безусловно, положительно сказывается на поддержании дизелей в исправном состоянии, а следовательно, высокого значения η_e. Но в дополнение к этим разработкам, вероятно, полезными были бы и технические средства непрерывного или периодического (дискретного) оперативного слежения за исправностью автомобильного ТКР (ТК) — основного узла системы турбонаддува. Ибо неисправный турбокомпрессор любой марки может вызывать ряд негативных явлений, в том числе перерасход ГСМ, перегрев дизеля, повышенную его пожароопасность, другие аварийные ненормальности. Особенно если они появляются на неблагоприятном фоне — при неисправностях топливной аппаратуры, ЦПГ, других узлов дизеля. Актуальны также проблемы безразборной очистки проточной части ТКР от чрезмерных загрязнений, резко снижающих его КПД; контроля расхода (уноса) масла через уплотнения агрегата наддува. То есть проблемы, которые частично решены рядом изготовителей ДВС применительно к крупным, эффективной мощностью более 1000 кВт (1360 л. с.) дизелям, но сохраняются в автомобильном дизелестроении.

Наконец, назрели уже и вопросы совершенствования технического обслуживания и ремонта турбодизелей, включения в технологии операций обязательного измерения часового расхода топлива и токсичности отработавших газов на контрольных режимах, сравнения этих показателей с их допустимыми значениями, как это делают некоторые передовые предприятия.

УДК 629.66.097.3.621.43.068

Дизельные фильтры и фильтры-нейтрализаторы отработавших газов дизелей

Канд. техн. наук В.И. ПАНЧИШНЫЙ

НАМИ

В последние годы все большее распространение получают дизельные фильтры, а также фильтры-нейтрализаторы, которые объединяют функции фильтра и каталитического нейтрализатора. Их применяют как на легковых, так и грузовых автомобилях и автобусах.

Рассмотрим особенности этих устройств. При разработке фильтров необходимо решить две весьма сложные задачи: обеспечить, во-первых, фильтрацию потока нагретых газов с частицами размером от 200 нм до 10 мкм и, во-вторых, периодическое или непрерывное удаление накопленных частиц (регенерацию фильтра).

Для решения первой из задач предлагалось многое — электрофильтры, жидкостные уловители, дожигание в потоке отработавших газов с помощью высокочастотного нагрева, использование плазмы и др. Однако пока практическое применение получила лишь полнопоточная фильтрация на керамических структурах, в свое время предложенная американской фирмой "Корнинг Гласс". Такая структура (рис. 1), как показал опыт, обладает максимальной из возможных фильтрующей поверхностью в единице объема (в пределах 1—3 м^2/дм^3), а отсутствие подвижных элементов обеспечивает ее длительную работоспособность.

Технология изготовления данных фильтроэлементов позволяет в широких пределах варьировать размеры и длину каналов, общую пористость и размер пор, базовый материал (кордиерит, оксид алюминия, карбид кремния и т. п.) и другие параметры. И расчеты показывают: при общей пористости свыше 50 %, размерах сквозных пор 10—30 мкм, толщине стенки

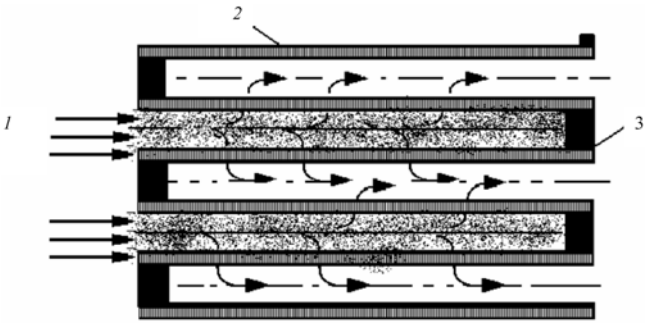


Рис. 1. Схема фильтрации отработавших газов в керамических фильтрах:
1 — отработавшие газы; *2* — керамическая пористая стенка; *3* — заглушка

~0,5 мм необходимый общий объем фильтровального блока для дизеля получается близким к объему его цилиндров. В этом случае можно добиться гидравлического сопротивления незапыленного фильтра на уровне 1,47—1,96 кПа (150—200 мм вод. ст.) при приемлемых его габаритных размерах.

По мере работы фильтра его сопротивление возрастает. Причем продолжительность работы до достижения критического сопротивления (обычно 6,9—9,8 кПа, или 700—1000 мм вод. ст.) зависит от концентрации дисперсных частиц в отработавших газах, размеров и характеристик фильтра, содержания серы в топливе и других факторов, но обычно она не превышает нескольких часов, после чего фильтр необходимо регенерировать.

Процесс регенерации (а это, как сказано выше, вторая задача, которую решает разработчик) заключается в окислении накопленных дисперсных частиц, т. е. освобождении фильтрующей поверхности от них. На практике применяется три его варианта: термическая регенерация, при которой отработавшие газы разогреваются до температуры интенсивного окисления дисперсных частиц кислородом, т. е. до температуры 923—973 К (650—700 °С); регенерация с помощью присадок в дизельное топливо, снижающих температуру окисления дисперсных частиц до средних (573—673 К, или 300—400 °С) температур дизельного выхлопа; регенерация за счет диоксида азота, получаемого каталитическим окислением содержащегося в отработавших газах монооксида азота.

Для реализации первого из вариантов перед фильтром устанавливают специальные горелки, которые включаются при достижении критического значения гидравлического сопротивления фильтра. Но есть и другие разновидности этой схемы. Например, хорошие результаты достигнуты при каталитическом разогреве отработавших газов в результате окисления паров дизельного топлива, подаваемых на установленный перед фильтром катализатор. В некоторых случаях вместо жидкого топлива применялся природный или сжиженный нефтяной газ. Известен и положительный опыт электрического разогрева отработавших газов.

Второй вариант, добавка в дизельное топливо присадок (металлоорганические соединения железа, марганца и др.), сопровождается снижением температуры сжигания дисперсных частиц за счет каталитического эффекта, достигаемого при введении активного металла или его соединений в объем дисперсной частицы. Однако такие присадки, способствуя очистке фильтра от дисперсных частиц, окисляются сами и оседают на нем же в виде оксидов железа, марганца и пр., что несколько повышает сопротивление фильтра и требует его периодической очистки.

Третий вариант, низкотемпературное окисление дисперсных частиц с помощью диоксида азота, в последние годы получает все более широкое распространение. Дело в том, что диоксид азота, получаемый при каталитическом окислении содержащегося в отработавших газах монооксида азота ($2NO + O_2 = 2NO_2$), обладает более высокой, чем кислород воздуха, способностью окислять дисперсные частицы, что позволяет добиться устойчивой регенерации уже при температурах 623—673 К (350—400 °С). При этом, взаимодействуя с углеродом, диоксид азота снова образует монооксид азота ($2NO_2 + C = CO_2 + N_2$). То есть монооксид азота является лишь носителем активного кислорода и в процессе регенерации не расходуется.

Как видим, все три варианта достаточно эффективны. Однако в каждом конкретном случае выбор схемы регенерации обусловлен конструкцией и состоянием дизеля, требованиями по очистке его отработавших газов, качеством топлива, экономическими критериями и рядом других условий, связанных с надежной и безопасной эксплуатацией фильтров. Так, термические методы, как правило, сопряжены с дополнительным (до 10 %) расходом топлива и повышенной пожароопасностью, поскольку процесс сгорания накопленной сажи практически неуправляем. Добавки присадок в топливо, помимо очевидных проблем с приготовлением, хранением и заправкой, имеют определенные ограничения и по появлению в отработавших газах дисперсных частиц (оксидов железа, марганца и пр.), которые дополнительно нагружают фильтр и нуждаются в периодической утилизации. И только вариант каталитический, т. е. за счет регенерации диоксида азота, в значительной мере свободен от этих недостатков.

Этот вариант довольно удачно реализуется в фильтрах-нейтрализаторах (рис. 2), где стоящий перед фильтровальным блоком *2* катализатор *1* не только окисляет монооксид углерода и несгоревшие углеводороды, но и генерирует диоксид азота, необходимый для регенерации накопленных на фильтре дисперсных частиц. Иногда функции каталитического окисления, включая и генерирование диоксида азота, в сочетании с фильтрацией может выполнять и фильтровальный блок, на поверхность которого нанесен каталитический слой.

Принято считать, что регенерация с помощью диоксида азота протекает устойчиво, если количество последнего в 8—10 раз превышает содержание дисперсных частиц. В этом плане мероприятия по сокращению выбросов оксидов азота (например, за счет совершенствования рабочего процесса) ограничивают применимость метода каталитической регенерации дизелями с низким исходным выбросом дисперсных частиц. Например, для достижения уровня "Евро-4" с помощью фильтра с каталитической регенерацией необходимо, чтобы исходные выбросы этих частиц не превышали уровень "Евро-3". Поэтому и появились комбинированные схемы регенерации. В частности, "каталитическая + термическая", осуществляемая за

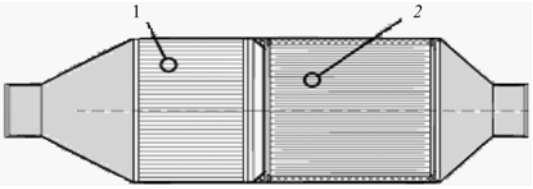


Рис. 2. Фильтр-нейтрализатор:
1 — катализатор; *2* — фильтровальный блок

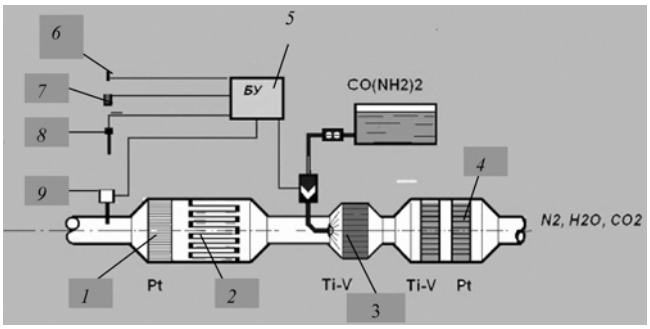


Рис. 3. Четырехкомпонентная система очистки отработавших газов дизеля:
1 — окислительный нейтрализатор; *2* — фильтр; *3* — система восстановления оксидов азота; *4* — система финишной очистки; *5* — электронный блок управления; *6* — датчик расхода воздуха; *7* — датчик частоты вращения коленчатого вала дизеля; *8* — датчик температуры; *9* — датчик давления отработавших газов

счет дополнительного впрыскивания топлива в цилиндр на стадии расширения и последующего его дожигания на катализаторе. Но стандарты "Евро-5" и т. д., по-видимому, потребуют совместного использования всех перечисленных выше вариантов обезвреживания токсичных компонентов, т. е. применения системы четырехкомпонентной (CO, CH, NO_x и дисперсные частицы) очистки отработавших газов дизелей. В этом случае в выпускной системе будут последовательно устанавливаться (рис. 3) окислительный нейтрализатор *1*, фильтр *2* (или фильтр-нейтрализатор), система восстановления оксидов азота *3* и система финишной очистки *4*, а также электронный блок управления *5* этими агрегатами с датчиками (*6*, *7*, *8* и *9*) расхода воздуха, частоты вращения коленчатого вала дизеля, температуры и давления отработавших газов. Однако широкое внедрение четырехкомпонентных систем пока сдерживается недостаточной их надежностью, большими габаритными размерами и весьма серьезными затратами на изготовление.

И еще одно. Установлено, что все процессы по каталитическому обезвреживанию токсичных компонентов, особенно оксидов азота, весьма чувствительны к содержанию серы в топливе. При каталитическом окислении диоксида серы до триоксида последний взаимодействует, образуя соответствующие сульфаты, либо с материалом носителя (окислительный нейтрализатор), либо с катализатором восстановительного нейтрализатора (SCR-процесс), либо с фазой основного адсорбента — оксидом или карбонатом бария (технология N_{ox}-адсорбер). Поэтому по мере ужесточения экологических стандартов последовательно возрастают и требования к содержанию серы в топливе. Например, для обеспечения стандартов "Евро-5" содержание серы в топливе не должно превышать 10 ppm.

В заключение нельзя не отметить, что все технические проблемы изготовления фильтров для отработавших газов дизелей (фильтрующие материалы, системы регенерации и управления и т. д.), надежности, адаптации на конкретных объектах уже можно считать решенными. Однако, несмотря на оптимистические прогнозы по срокам освоения (ожидалось, что фильтры у нас в стране станут штатным узлом дизеля с момента введения стандарта "Евро-3"), число производимых систем фильтрации пока уступает числу выпускаемых дизельных АТС. Причем не только в России. Основная причина такого положения состоит в том, что ограничения по выбросам дисперсных частиц до уровня действующих стандартов ("Евро-3" и "Евро-4") большинству моторостроительных фирм полностью или частично удается разрешить за счет совершенствования рабочего процесса, применения высокоэнергетического впрыскивания топлива ("Коммон Райл" и др.), электронизации дизеля, повышения качества дизельного топлива и т. д. По-видимому, обязательная установка фильтров на все без исключения дизели начнется с уровня "Евро-5".

Тем не менее по мере ужесточения стандартов фильтры становятся все более распространенным и ординарным средством оснащения дизелей, которые применяются как на легковых, так и грузовых автомобилях и автобусах. По данным фирмы "Корнинг Гласс", в 2006—2007 гг. фильтрами было оснащено ~5 млн легковых автомобилей с дизелями, т. е. 37 % общего выпуска автомобилей этого типа. К 2012 г. численность производимых легковых автомобилей с дизелем достигнет, по прогнозам, 15 млн шт., причем фильтрами будет оснащено ~71 % из них. Число же автобусов и грузовых автомобилей, оснащенных фильтрами в 2006 г., составило 1,2 млн шт. Кроме того, 0,3 млн фильтров было установлено на ранее выпущенные и находящиеся в эксплуатации автомобили.

Но есть и вторая основная причина скромных масштабов использования фильтров: их высокая стоимость. Причем как фильтрующего узла, так и системы регенерации в целом. Например, стоимость фильтра для автобусов среднего класса или автомобиля с дизелем мощностью 250—350 кВт близка к 4 тыс. амер. долл., что резко удорожает дизель и транспортное средство в целом.

В России фильтры разрабатываются более 20 лет (НАМИ), однако работы носят преимущественно исследовательский характер и пока далеки от широкого внедрения. Основной проблемой здесь является отсутствие отечественного фильтрующего материала, аналога керамическим фильтрам фирмы "Корнинг Гласс". Разработки керамического материала сотовой структуры, которые выполнялись совместными усилиями Института сверхтвердых материалов (Киев) и НПО "Технология" (Обнинск) прекращены в начале 1990-х годов. Поэтому в настоящее время наиболее доступное решение при создании фильтра — зарубежные закупки фильтрующей керамики и ее последующая упаковка в конструкцию фильтра силами отечественных предприятий. Конструкции фильтра отобраны и испытаны в НАМИ. Здесь же созданы и испытаны системы регенерации различных типов, предложены схемы управления и т. д.

УДК 656.08

Зависимость деформации кузова автомобиля при лобовом ударе от скорости движения и перекрытия системы "автомобиль—препятствие"

Кандидаты техн. наук Ю.Я. КОМАРОВ, В.М. ВОЛЧКОВ и В.Н. ФЕДОТОВ, А.В. ЛЕМЕШКИН

Волгоградский ГТУ

Анализ аварийности позволил выявить наиболее опасную (общее число ДТП, смертность, пострадавшие) модель автомобиля в условиях Волгограда. Это переднеприводные ВАЗ-2108—ВАЗ-21099. Причем наиболее опасный для них вид ДТП — фронтальное столкновение. Отсюда и тема исследования — результаты изучения элементов конструкции автомобиля ВАЗ-21099, влияющих на пассивную безопасность именно при фронтальном столкновении с другим автомобилем или неподвижным препятствием.

Теперь по существу дела.

В городских условиях бóльшая часть столкновений автомобилей происходит на скоростях до 60 км/ч (если, разумеется, принять, что водители не нарушают скоростные режимы, установленные Правилами дорожного движения). Поэтому при моделировании ДТП за основу брались скорости столкновения 20, 50 и 64 км/ч. Причем скорости 50 и 64 км/ч специально выбраны для того, чтобы сравнить характер деформации кузова конечно-элементной модели автомобиля с результатами натурных испытаний.

Далее. При лобовом, как и любом другом, столкновении автомобилей деформируется силовая структура их кузовов. Причем и расчетами, и экспериментально давно доказано, что на скоростях до 60 км/ч деформируется в первую очередь силовая структура передней части кузова, примерно до его стоек. В связи с чем при исследовании основной упор делался на моделирование передней части кузова, а остальные его части "прорисовывались" как единая деталь. В итоге получилась конечно-элементная модель автомобиля (рис. 1), состоящая из 24 деталей, 34 связей, 3731 элемента.

Изучив опыт моделирования фронтальных столкновений и основываясь на результатах собственных исследований, авторы пришли к выводу, что скорость деформирования всего автомобиля в целом не влияет на величину деформации, но существенно сказывается на деформации базовых деталей кузова — лонжеронов. Исследование же конечно-элементной модели показало (рис. 2), что при столкновении с жестким препятствием итоговая габаритная длина кузова зависит от скорости v_a автомобиля и взаимного перекрытия системы "лобовая часть кузова—препятствие".

Так, расчеты свидетельствуют, что наибольшее уменьшение габаритной длины кузова во всех случаях наблюдается при перекрытии 10—50 %. Причем на любой из названных выше скоростей. Хотя, естественно, цифры получаются разные. Например, при v_a = 20 км/ч в данном интервале перекрытий изменение длины кузова не превышает 0,03 м. Но при v_a = 64 км/ч разница достигала уже 0,09 м. А если говорить об абсолютном уменьшении длины кузова, то при перекрытии передней части, равном 10 %, оно составило 0,66 м, а при 50 % — 0,57 м. То есть увеличение перекрытия снижает темп уменьшения габаритной длины кузова. В частности, при 100 %-м перекрытии габаритная длина кузова сокращается всего лишь на 0,47 м.

Результаты исследования конечно-элементной модели автомобиля ВАЗ-21099 иллюстрируют рис. 3—6.

На первом из них приведена зависимость деформации левого лонжерона кузова от скорости v_a и перекрытия ΔS. Как из него видно, в интервале скоростей от 20 до 64 км/ч лонжерон меньше всего деформируется при 10 %-м перекрытии. Почему — очевидно: удар приходится мимо него. Он деформируется лишь за счет жестких связей с брызговиком, другими элементами передней части кузова и креплением силового агрегата. Причем деформируется, закручиваясь в сторону удара.

На втором показана та же зависимость для правого лонжерона. Для него, как видим, наибольшая деформация характерна при перекрытии от 80 до 100 %. Что

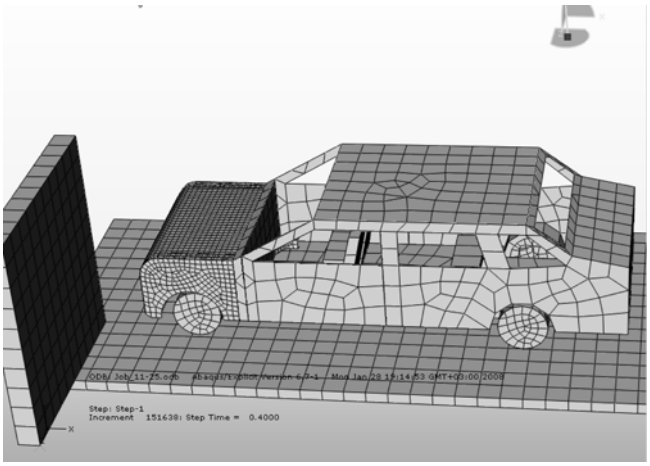


Рис. 1. Конечно-элементная модель автомобиля ВАЗ-21099

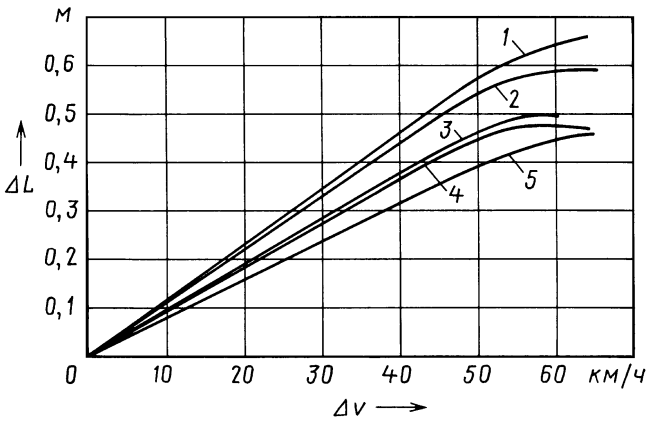


Рис. 2. Изменение габаритной длины автомобиля в зависимости от скорости столкновения и степени перекрытия:
1 — перекрытие 50 %; *2* — перекрытие 40 %; *3* — перекрытие 30 %; *4* — перекрытие 20 %; *5* — перекрытие 10 %

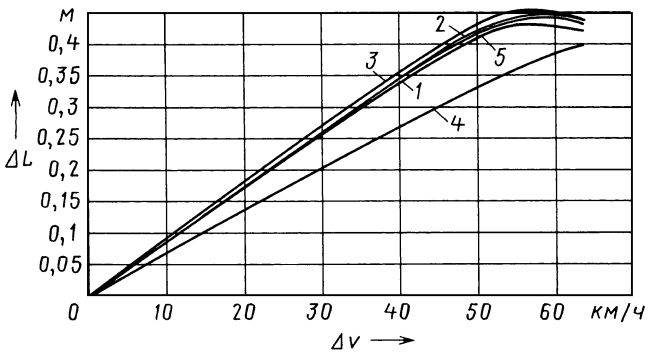


Рис. 3 Зависимость деформации левого лонжерона при тех же значениях перекрытий, что и на рис. 2

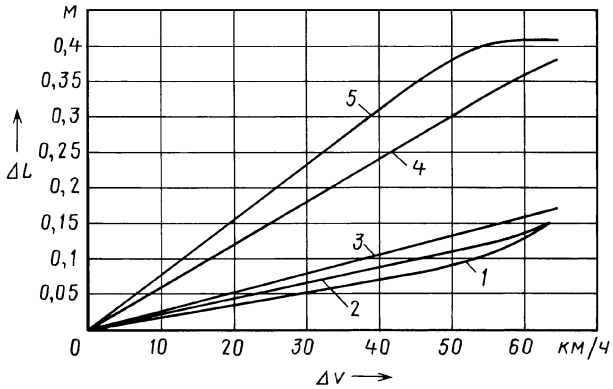


Рис. 4. Зависимость деформации правого лонжерона при тех же значениях перекрытий, что и на рис. 2

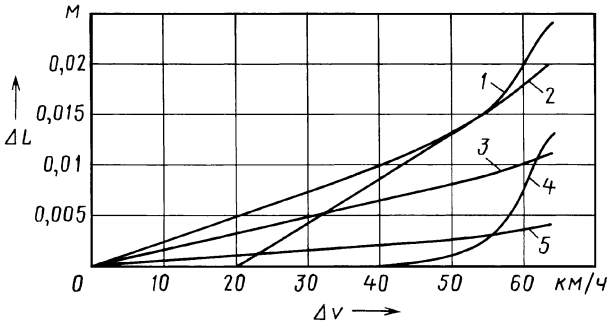


Рис. 5. Деформация левой передней стойки при тех же значениях перекрытий, что и на рис. 2

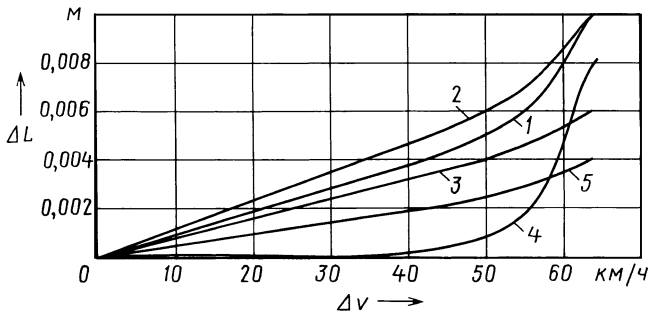


Рис. 6. Деформация правой передней стойки при тех же значениях перекрытий, что и на рис. 2

тоже понятно: здесь начинает действовать усилие практически такое же, как и на левый лонжерон. При меньших же перекрытиях основная сила удара направлена мимо него, и его деформация обусловлена только наличием связей с силовым агрегатом и левым лонжероном, которые подвержены бóльшим нагрузкам при смещенном ударе с перекрытием до 70 %.

На последних двух (5 и 6) рисунках приведена деформация левой и правой передних стоек соответственно в зависимости от тех же скорости столкновения и величины перекрытия. Из них следует, что стойки начинают заметно деформироваться при скоростях столкновения 50—64 км/ч. Причем наибольшая деформация левой стойки достигается при 70 %-м перекрытии передней части автомобиля и скорости 64 км/ч, правой — при 10 %-м перекрытии передней части и скорости 64 км/ч.

Таковы закономерности. Можно ли их распространить на другие модели автомобилей? Думается, да, но цифры, естественно, могут получиться другими.

УДК 629.1.36

Для повышения точности оценки параметров системы поворота колес большегрузных автопоездов

Д-р техн. наук Г.И. ГЛАДОВ, Л.А. ПРЕСНЯКОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана, КБ "Мотор"

Системы управления поворотом колес магистральных автопоездов имеют, по сравнению с обычными АТС, ряд специфических, присущих только им, особенностей. Это большое число управляемых колес (осей), значительные абсолютные величины нагрузок на управляемые колеса (оси), а такие существенная удаленность последних от командного элемента системы. Поэтому в качестве привода управления поворотом колес ведомого звена автопоездов чаще всего применяют гидромеханическую систему с усилением и прямой управляющей связью.

Такие системы, как известно, реализуют линейный закон управления колесами (осями) ведомого звена, т. е. линейную зависимость угла $\gamma_к$ поворота колес (осей) от угла γ складывания звеньев автопоезда.

Данная зависимость (рис. 1) имеет четыре характерные участка: $\gamma = 0 \div \gamma_1 = \text{const}$; $\gamma = \gamma_1 \div \gamma_2$; $\gamma = \gamma_2 \div \gamma_3$; $\gamma > \gamma_3 = \text{const}$. Первый из участков — зона нечувствительности системы управления (копира), второй — зона догона, третий — рабочая зона, четвертый — зона установившегося движения автопоезда в повороте. Кроме того, значения γ и $\gamma_к$ могут быть либо положительными, либо отрицательными (автопоезд в правом повороте). Иначе говоря, линейность закона управления теоретически означает, что при входе автопоезда в поворот траектория движения его ведомого звена имеет отрицательный сдвиг, а при выходе из поворота —

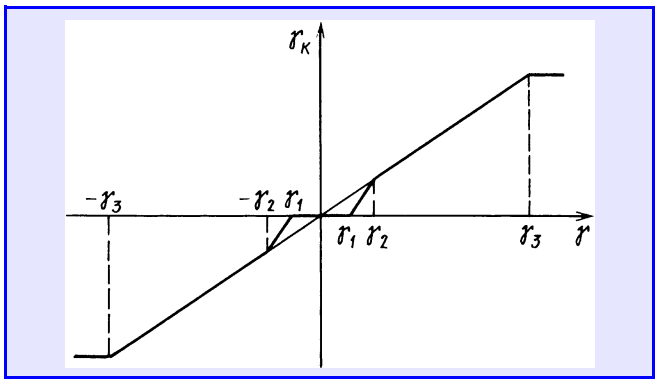


Рис. 1. Зависимость угла поворота приведенного управляемого колеса от угла складывания звеньев автопоезда

сдвиг положительный. То есть из-за наличия зоны нечувствительности ведомое звено выходит на траекторию тягача с запаздыванием, что, естественно, меняет итоговую траекторию автопоезда со всеми вытекающими отсюда последствиями для безопасности движения. Отсюда вывод: для таких систем очень важно уже на стадии их проектирования уметь, во-первых, оценивать, причем с возможно большей точностью, параметры этой траектории и, во-вторых, сводить к минимуму продолжительность зон нечувствительности и догона ведомого звена. Это может быть достигнуто, очевидно, только учетом совместной работы гидромеханической трансмиссии тягача с гидромеханической системой управления поворотом колес ведомого звена на различных режимах движения.

И такая возможность есть. Дело в том, что основным элементом системы управления поворотом является проточный золотниковый гидроусилитель (рис. 2) с отрицательным перекрытием и отрицательной обратной связью по перемещению, следовательно, точность отработки сигнала, задающего режим движения ведомого звена, в первую очередь зависит от быстродействия этого элемента. Быстродействие же последнего напрямую связано с фактической подачей рабочей жидкости насосной установкой. Значит, если получить фактические значения подачи жидкости в зависимости от режима движения автомобиля-тягача на всех участках траектории, то задача будет решена.

Таковы чисто логические соображения. Для их реализации авторы предлагают способ подачи насоса привода управления поворотом колес ведомого звена. Его основа — линеаризация зависимости между передаточным числом i и произведением коэффициента $K_н$ трансформации момента на коэффициент $\lambda_н$ крутящего момента гидротрансформатора трансмиссии тягача. Как им пользоваться и что он дает, рассмотрим на примере одного из базовых отечественных тягачей большегрузных автопоездов КЗКТ.

Величина фактической подачи Q рабочей жидкости насосной станцией зависит от частоты $n_{пн}$ вращения вала приводя насоса и определяется по формуле № 1 (см. таблицу). А данная частота зависит от скорости $v_а$ движения автопоезда, передаточных чисел i элементов трансмиссии и параметров работы гидротрансформатора гидромеханической трансмиссии тягача, прежде всего частоты $n_н$ его насосного колеса. Руководствуясь сказанным выше, авторы приняли, что соотношение между передаточным числом $i_н$ гидротрансформатора и произведением коэффициента $K_н$ трансформации момента на коэффициент $\lambda_н$ крутящего момента для тягача КЗКТ в графическом виде соответствует рис. 3, а аналитически может быть представлено в виде уравнения прямой (формула № 2). Или, если данную формулу конкретизировать, то формулой № 3, которая относительно представляет собой квадратное уравнение вида $An_н^2 - Bn_н - C = 0$.

Величина потребного расхода Q рабочей жидкости насосной станции привода управления поворотом колес ведомого звена может быть рассчитана с учетом параметров работы гидроусилителя рулевого управления. Такой расчет правомерно выполнить при следую-

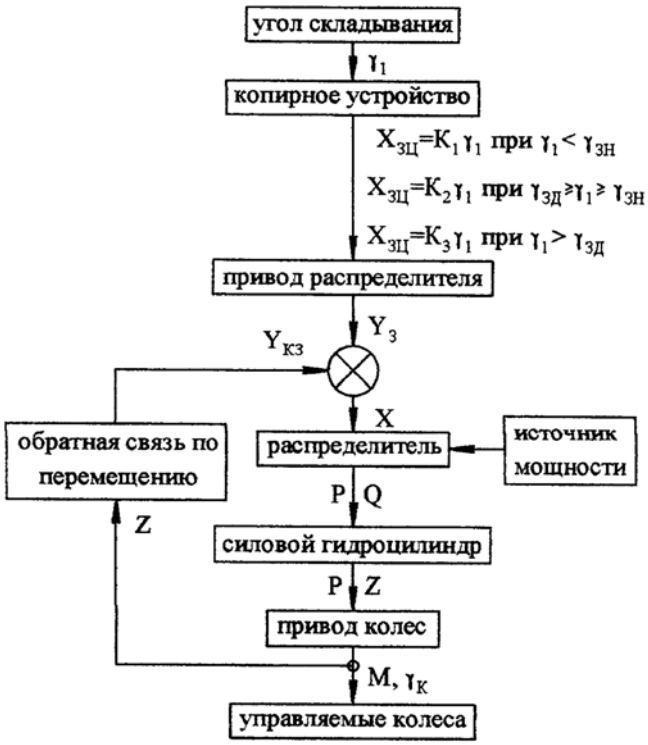


Рис. 2. Функциональная схема работы гидроусилителя рулевого управления тягача КЗКТ

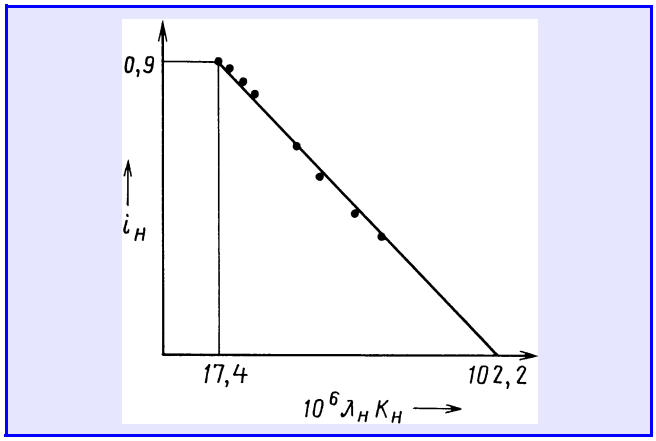


Рис. 3. Линеаризованная зависимость $i_н = f(\lambda_н K_н)$ гидротрансформатора тягача КЗКТ

щих допущениях: давление, развиваемое насосной станцией, — постоянно и равно номинальному; в связи с тем, что длина магистралей сравнительно небольшая, колебательные процессы не учитываются; весь объем рабочей жидкости сосредоточен в рабочих полостях силового гидроцилиндра, а коэффициенты податливости элементов гидравлической цепи являются функциями давления в этих полостях; температура и вязкость жидкости, а также количество нерастворенного воздуха в течение рассматриваемого процесса не изменяются; коэффициент расхода жидкости через управляемые дроссели золотникового гидроусилителя — величина постоянная; жесткость крепления гидроцилиндра к раме не учитывается; не учитываются, из-за их малости, по сравнению с действующими силами давления, гидродинамические, инерционные силы и силы трения, действующие на золотник.

При таких допущениях движение поршня силового гидроцилиндра привода управления поворотом колес ведомого звена автопоезда описывается формулой № 4. (Данная формула, очевидно, при необходимости может быть преобразована в функцию угла γ поворота приведенного колеса и с учетом параметров кинематики привода.)

Количество Q' жидкости, поступающей в силовые гидроцилиндры привода управления поворотом колес

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Q = \frac{Q_{ном}}{\eta_0}\left[\frac{n_{пн}}{n_{ном}} - (1-\eta_0)\frac{p_п}{p_{ном}}\right]$	$Q_{ном}$ — номинальная подача насоса; η_0 — объемный его КПД; $n_{ном}$ — частота вращения его вала при номинальной подаче; $n_{пн}$ — число оборотов вала его привода; $p_п$ — рабочее давление в системе; $p_{ном}$ — номинальное давление, создаваемое насосом
2	$\lambda_н K_н = 10^6(a - bi_н)$	a, b — коэффициенты линеаризации
3	$n_н^2 i_{тр}\eta_м a - \frac{bv_0 i_{тр}^2 n_н \eta_м}{0{,}377 r_к} = 10^6 f m_а g r_к$	$i_{тр}$ — общее передаточное число трансмиссии; $\eta_м$ — механический КПД трансмиссии; $r_к$ — радиус качения ведущего колеса; f — коэффициент сопротивления качению; $m_а$ — масса автопоезда; g — ускорение свободного падения; $n_н$ — частота вращения вала насосного колеса гидротрансформатора
4	$m_п\frac{d^2Z}{dt^2} + K_{тр}\frac{dZ}{dt} + c_2(Z - Z_1) + P_{тр}\mathrm{sgn}\frac{dZ}{dt} - p(F_п + F_ш) = 0$	$m_п$ — масса привода управляемых колес, приведенная к штоку гидроцилиндра; Z — перемещение поршня; $K_{тр}$ — коэффициент вязкого трения; c_2 — приведенная к штоку гидроцилиндра жесткость элементов привода управляемых колес; Z_1 — перемещение точки крепления штока к поворотному рычагу; $P_{тр}$ — сила сухого трения, приложенная к поршню силового гидроцилиндра; p — давление нагрузки, создаваемое колесом (перепад давления на поршне гидроцилиндра); $F_п$ — рабочая площадь поршневой полости силового гидроцилиндра; $F_ш$ — рабочая площадь его штоковой полости
5	$Q' = \mu\pi d_з X_\varepsilon\sqrt{\frac{p_п}{\rho}}\left[\left(1+\frac{X}{X_\varepsilon}\right)\sqrt{1-\frac{p}{p_п}} - \left(1-\frac{X}{X_\varepsilon}\right)\sqrt{1+\frac{p}{p_п}}\right]$	μ — коэффициент расхода жидкости через золотниковый распределитель; $d_з$ — диаметр золотника; $p_п$ — давление питания гидроусилителя; ρ — плотность рабочей жидкости; X — относительное смещение золотника; X_ε — его отрицательное перекрытие; p — давление нагрузки, создаваемое колесом
6	$X = K_{пер}\gamma - K_{ос}Z$	$K_{пер}$ — коэффициент передачи управляющего контура; $K_{ос}$ — коэффициент обратной связи
7	$Y_з = Y_{иц} = (X_{зц} - X_{зц_{ск}})\left(\frac{F_{зц}}{F_{иц}} - 10\frac{\beta\Delta p W}{X_{зц_{max}} F_{зц}}\right)$	$Y_{иц}$ и $X_{зц}$ — перемещения исполняющего и задающего гидроцилиндров; $F_{иц}$ и $F_{зц}$ — площади рабочих полостей исполняющего и задающего гидроцилиндров; β — коэффициент сжимаемости жидкости; $X_{зц_{max}}$ — максимальный ход штока задающего гидроцилиндра; Δp — перепад давления в управляющем контуре при $X_{зц_{max}}$; $X_{зц_{ск}}$ — величина холостого хода штока задающего гидроцилиндра; W — объем рабочей жидкости в управляющем контуре
8	$X_{зц} = \frac{\gamma\Delta R_1(l_1 + l_2)}{\gamma_1 l_2}$	ΔR_1 — приращение профиля копира в зоне нечувствительности; l_1 и l_2 —параметры рычага копирного устройства; γ_1— угол складывания автопоезда в зоне нечувствительности
9	$X_{зц} = \frac{\Delta R_1(l_1 + l_2)}{l_2} + \frac{(\gamma - \gamma_2)\Delta R_2(l_1 + l_2)}{\gamma_2 l_2}$	ΔR_2 — приращение профиля копира в зоне догона; γ_2— угол складывания автопоезда в зоне догона
10	$X_{зц} = \frac{\Delta R_1(l_1 + l_2)}{l_2} + \frac{\Delta R_2(l_1 + l_2)}{l_2} + \frac{(\gamma - \gamma_3)\Delta R_3(l_1 + l_2)}{\gamma_3 l_2}$	ΔR_3 — приращение профиля копира в рабочей зоне; γ_3— угол складывания автопоезда в этой зоне

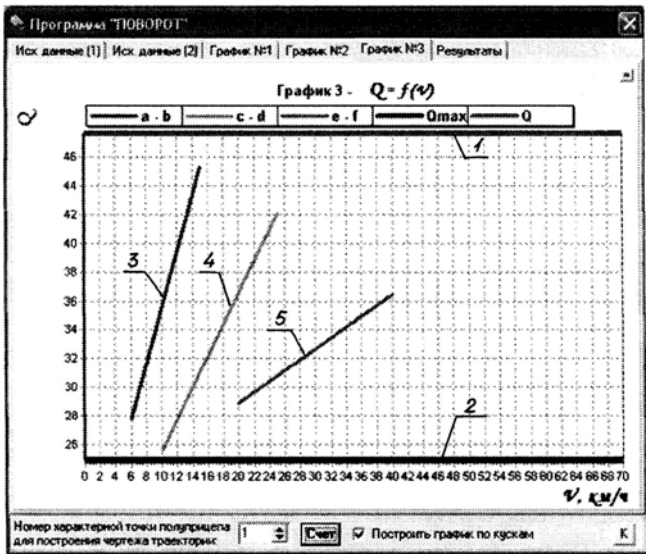


Рис. 4. Зависимость подачи насосной установки тягача КЗКТ от скорости его движения и номера передачи в коробке передач:
1 — номинальная; *2* — минимально допустимая на любом режиме движения; *3*, *4* и *5* — фактическая на первой, второй и третьей передачах соответственно

ведомого звена через золотник гидроусилителя, определяется по формуле № 5.

Как видим, параметры, входящие в данную формулу, в пояснениях не нуждаются. Кроме некоторых. И основное из них — относительное смещение X золотника.

Этот параметр представляет собой разницу между перемещением $Y_з$ золотника, обусловленного поворотом копира, и перемещением Z корпуса (гильзы) золотника, обусловленным действием жесткой отрицательной обратной связи. Подсчитывается он по формуле № 6. При этом перемещение $Y_з$ золотника должно удовлетворять условию формулы № 7, учитывающей геометрические параметры элементов системы и сжимаемость жидкости.

Перемещение $X_{зц}$ штока задающего гидроцилиндра на различных участках профиля копира определяется в зависимости от угла γ. Так, при $0 < \gamma \leqslant \gamma_1$ (зона нечувствительности) — по формуле № 8, при $\gamma_1 < \gamma \leqslant \gamma_2$ (зона догона) — по формуле № 9, при $\gamma_2 < \gamma \leqslant \gamma_3$ (рабочая зона) — по формуле № 10.

Рассмотренные выше соотношения позволили доработать программу расчета параметров криволинейного движения большегрузного автопоезда, используемую на предприятии-разработчике, КБ "Мотор", и получить с ее помощью, причем в числовом и графическом видах (рис. 4), расходную характеристику насоса привода ведущего звена автопоезда на различных скоростях движения и передачах в коробке передач тягача. Что позволяет разработчику системы управления автопоезда оценить заложенные в ней параметры на различных режимах движения и провести, при необходимости, их оптимизацию для достижения наилучших с точки зрения обеспечения требуемых показателей маневренности автопоезда результатов.

УДК 629.017

Устойчивость трициклов с наклоняющимся кузовом

Д-р техн. наук Г.И. МАМИТИ, канд. техн. наук М.С. ЛЬЯНОВ

Горский ГАУ

Фирмы-производители транспортных средств в своих проспектах заявляют довольно высокие значения максимальных скоростей своей продукции — 80, 120, 160, 180, 200, 290 км/ч и даже более. Но трицикл в его обычном (управляемое переднее колесо, неуправляемые задние колеса, жестко закрепленный на раме кузов) исполнении — машина довольно неустойчивая. Особенно на повороте. И повысить этот показатель можно лишь одним путем (см. "АП", 2008, № 6) — смещением центра масс в сторону задней оси трицикла. Однако совершенно очевидно, что возможности здесь весьма ограниченные. Поэтому многие фирмы ищут новые пути и средства решения проблемы. И, надо сказать, небезуспешно. Например, уже созданы образцы трициклов, кузов которых водитель с помощью нажимных педалей может наклонять вокруг продольной его оси в обе стороны на угол 55°; есть и трициклы, имеющие автоматические устройства (например, гидравлическая система DVC), которые могут менять (в пределах 0—45°) угол наклона кузова, исходя из поворота руля и скорости движения.

Идея данного решения довольно проста: при наклоне кузова в сторону поворота стабилизирующий момент, обусловленный силой G тяжести трицикла возрастает, поскольку увеличивается плечо данной силы, т. е. расстояние между центром масс и осью опрокидывания (осью, проходящей через центры пятен контакта переднего и внешнего по отношению к центру поворота колес). Следовательно, стабилизирующий момент может более эффективно, т. е. до больших значений скорости v движения, противодействовать моменту сил инерции, стремящемуся опрокинуть трицикл. Так что стандартные требования, предъявляемые к трициклам (надежность, топливная экономичность, возможно большее смещение центра масс в сторону задней оси), пора уже дополнить еще одним: трициклы с управляемым передним колесом и неуправляемыми задними колесами, способные развивать скорость более 50 км/ч, должны оснащаться устройствами наклона кузова и управляемого колеса к центру поворота на углы, прямо пропорциональные скорости движения и обратно пропорциональные радиусу поворота.

Главная задача таких устройств — повысить величину практической скорости по заносу и опрокидыванию трицикла и либо предупредить водителя об опасном приближении к ней, либо вмешаться в управление так, чтобы уменьшить эту опасность (например, снизив скорость движения или увеличив наклон кузова в сторону поворота.)

Специалисты Горского ГАУ, исследовав математическую модель движения трицикла на повороте, установили законы, на основании которых должны работать такие устройства при возникновении опасностей — как его заноса, так и опрокидывания. Но прежде — два замечания.

Первое. Как видно из рис. 1, на котором показана схема поворота рассматриваемого трицикла, наклон кузова к центру поворота оправдан только тогда, когда центр C масс этого транспортного средства расположен выше оси наклона кузова, т. е. при $h > h_o$ (h и h_o — высоты рас-

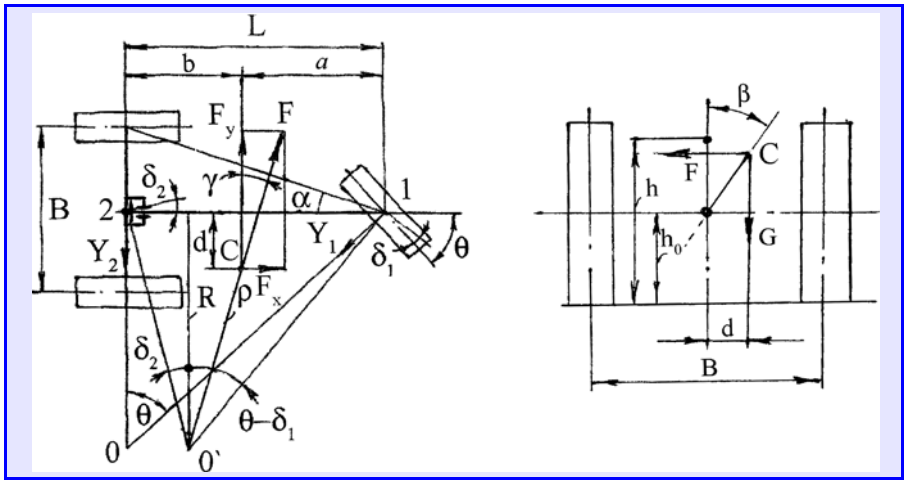


Рис. 1. Схема поворота трицикла с передним управляемым колесом и наклоняющимся кузовом

№ формулы	Формула	Примечания
1	$R = \dfrac{L}{\mathrm{tg}(\Theta - \delta_1) + \mathrm{tg}\delta_2}$	L — база транспортного средства; Θ — угол поворота управляемого колеса; δ_1 и δ_2 — углы бокового увода передних и задних колес соответственно
2	$F = m\omega^2\rho = \dfrac{mv^2}{R\cos\gamma} = \dfrac{mv^2[R-(h-h_o)\sin\beta]}{R^2\cos\gamma}$	m — масса трицикла; ω — его угловая скорость на повороте; ρ — радиус поворота; v — скорость трицикла; β — угол наклона кузова; γ — угол между радиусами R и ρ в плане; h — высота центра масс; h_o — высота расположения оси поворота кузова
3	$\mathrm{tg}\gamma = \dfrac{(b - R\mathrm{tg}\delta_2)}{R-(h-h_o)\sin\beta}$	b — расстояние от центра масс трицикла до его задней оси
4	$F_y = F\cos\gamma = \dfrac{mv^2}{R^2}[R-(h-h_o)\sin\beta]$ $F_x = F\sin\gamma = \dfrac{mv^2[R-(h-h_o)\sin\beta]}{R^2\mathrm{tg}\gamma} = F_y\mathrm{tg}\gamma$	—
5	$F_y \leqslant (Y_1\cos\Theta + Y_2) = \varphi_y(Z_1\cos\Theta + Z_2)$	Y_1, Y_2, Z_1, Z_2 — соответственно боковые и нормальные реакции дороги на переднее и задние колеса трицикла; φ_y — коэффициент поперечного сцепления шин с опорной поверхностью
6	$v_з = R\sqrt{\dfrac{\varphi_y g(a + b\cos\Theta)}{[R-(h-h_o)\sin\beta]L}}$	g — ускорение свободного падения
7	$n = d\cos\gamma + a\sin\alpha + \xi\sqrt{\left(\dfrac{B}{2}\right)^2 + b^2} = [(h - h_o)\sin\beta]\cos\gamma + a\sin\alpha + r_1\sin\beta\sqrt{\dfrac{0{,}25B^2 + b^2}{0{,}25B^2 + L^2}}$	d — величина перемещения центра масс при наклоне от продольной оси трицикла; B — база трицикла; $\alpha = \mathrm{arctg}\dfrac{B}{2L}$; $\xi = \dfrac{r_1\sin\beta}{\sqrt{0{,}25B^2 + L^2}}$ — угол, соответствующий перемещению центра пятна контакта из точки A в точку A_1; r_1 — радиус качения переднего колеса
8	$F_{y_o} = F\cos(\alpha - \gamma - \xi) = \dfrac{mv^2}{R\cos\gamma}\cos(\alpha - \gamma - \xi)$	—
9	$F_{y_o}[h_o + (h - h_o)\cos\beta] \leqslant Gn$	$G = mg$ — сила тяжести
10	$v_o = \sqrt{\dfrac{gRn}{h_o + (h-h_o)\cos\beta}}$	—
11	$\delta_1 = \dfrac{mb}{K_1L}\left(\dfrac{v^2}{R} + \psi q\sin\Theta\right)$; $\delta_2 = \dfrac{mv^2a}{K_2LR}$	K_1, K_2 — коэффициенты сопротивления боковому уводу переднего и задних колес трицикла; ψ — коэффициент сопротивления дороги

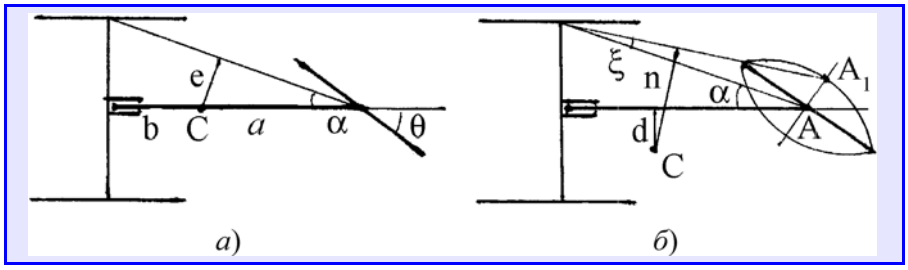


Рис. 2. Схемы поворота трицикла без наклона кузова (а) и с его наклоном (б)

положения центра масс и оси поворота кузова). Именно в этом случае центр масс при наклоне кузова переместится в сторону центра поворота на расстояние *d*, что будет содействовать большей устойчивости трицикла против опрокидывания.

Второе. Устойчивость трициклов на повороте против заноса и опрокидывания с учетом боковой эластичности шин в теории обычно не рассматривается. Понятно, что при таком подходе говорить о точности расчетов не приходится. Поэтому авторы в ряде своих работ ("АП", 2006, № 5 и др.) боковую эластичность шин учитывали. Правда, в этих работах речь шла о трициклах с двумя передними управляемыми колесами или же одним задним управляемым колесом и ничего не говорилось об устойчивости трицикла с передним управляемым колесом и наклоняющимся в сторону поворота кузовом, к производству которых приступили в последнее десятилетие ряд фирм ЕС и США. Поэтому авторы считают необходимым рассмотреть и эту проблему.

Итак, для трицикла с передним управляемым колесом и наклоняющимся кузовом в случае бокового увода центр поворота переместится из точки *O* в точку *O'*, поэтому расстояние *R* от центра поворота до продольной оси трицикла (радиус поворота) может быть подсчитано по той же формуле № 1 (см. таблицу), что и трицикла с неизменяемым положением кузова.

Однако при равномерном движении трицикла по дуге постоянного радиуса ρ центробежную силу *F* инерции дает уже другая формула — № 2. Причем входящий в нее угол γ определяется по формуле № 3.

Поперечная F_y и продольная F_x составляющие центробежной силы *F* инерции, которые необходимо знать при оценке устойчивости трицикла на повороте, вычисляются по формулам № 4, а условие устойчивости трицикла против заноса очевидно: это формула № 5. Подставив в нее значения нормальных реакций и поперечной составляющей силы инерции, получаем критическую скорость $v_з$ (формула № 6), после превышения которой начнется занос трицикла на повороте.

Далее. На повороте рассматриваемый трицикл, как и трицикл с жестким креплением кузова (рис. 2, *а*), может опрокидываться относительно оси, проходящей через центры пятен контакта с опорной поверхностью переднего и заднего наружного колес. При этом плечо *n* (рис. 2, *б*) приложения силы *G* тяжести относительно оси опрокидывания будет меняться с изменением положения самой оси опрокидывания и угла наклона β кузова трицикла в сторону поворота.

Из рис. 2 видно, что плечо *e* силы *G* тяжести относительно оси опрокидывания будет минимальным и равным $a\sin\alpha$, когда кузов не наклонен в сторону центра поворота. При его наклоне в сторону поворота центр пятна контакта переднего колеса переместится из точки *A* в точку A_1 на величину $\sim r_1\sin\beta$, где β — угол наклона кузова; r_1 — радиус качения переднего колеса. В то же время центр масс *C* переместится относительно продольной оси трицикла в сторону поворота на величину $d = (h - h_o)\sin\beta$. Следовательно, плечо *n* приложения силы тяжести будет соответствовать формуле № 7.

Поперечная составляющая F_{y_o} центробежной силы инерции трицикла относительно оси опрокидывания, проходящей через центр пятна котакта с опорной поверхностью заднего наружного колеса и центр A_1 пятна контакта наклоненного переднего колеса, определится по формуле № 8, а условие устойчивости против опрокидывания будет соответствовать формуле № 9.

Значение же критической скорости v_o, при повышении которой начнется опрокидывание трицикла на повороте, дает формула № 10. В нее, как видим, через *R* входят углы увода δ_1 и δ_2, определяемые по формуле № 11.

Покажем на примере, как изменится устойчивость трицикла с жестко закрепленным и наклоняющимся в сторону поворота кузовами.

Возьмем трицикл, имеющий следующие характеристики: $m = 284{,}5$ кг; $L = 1{,}9$ м; $B = 1{,}0$; $a = 1{,}24$; $b = 0{,}66$; $h = 0{,}63$; $h_o = 0{,}3$; $r = r_1 = r_2 = 0{,}3$ м; $\theta = 0{,}2385$ рад. = 13,7° = 13°41'; $k_1 = k_2 = 5000$ Н/рад.

Подсчитанная по формуле № 10 критическая скорость, после достижения которой начнется опрокидывание трицикла, не снабженного устройством наклона в сторону поворота (β = 0), равна 22,6 км/ч. В случае же наклоняющегося на угол β = 0,7854 рад. = 45° в сторону поворота кузова плечо *n* приложения силы тяжести (см. формулу № 7) увеличится и составит 0,6467 м, поэтому критическая скорость движения трицикла возрастет до 34,7 км/ч, т. е. на 53,5 %. Иначе говоря, трицикл с наклоняющимся кузовом всегда может проходить даже крутые ($R = 7{,}8$ м) повороты на значительно большей скорости, чем трицикл с жестко закрепленным кузовом.

Если же учесть и эластичность шин ($\delta_1 = 0{,}09962$ рад. = 5°42', $\delta_2 = 0{,}09358$ рад. = 5°21', $R = 8{,}1734$ м), скорость начала опрокидывания трицикла с жестко закрепленным кузовом (β = 0) возрастет до 23,1 км/ч, т. е. на 2,2 %, а у трицикла при β = 45° — до 35,5 км/ч, или на 2,3 %. Это означает, что обусловленный уводом рост критической скорости по опрокидыванию практически не зависит от схемы крепления кузова.

Таким образом, результаты расчетов показывают: трицикл с наклоняющимся кузовом обладает недостаточной поворачиваемостью ($\delta_1 = 5°42' > \delta_2 = 5°21'$), и именно благодаря этому параметр *R* возрастает с 7,8 до 8,2 м и тем самым увеличивается критическая скорость начала его опрокидывания.

УДК 678.4.004.62

Проблемы резинотехнических изделий для ВАТ

Д-р техн. наук В.Н. АБРАМОВ, В.В. ЧИСТЯКОВ

ФГУ 21 НИИИ МО РФ

Военная автомобильная техника продолжает оставаться самым важным и наиболее массовым видом военной техники. Она используется для монтажа различных видов вооружения, в качестве артиллерийских тягачей, транспорта для подвоза и хранения запасов материальных средств, перевозки личного состава, эвакуации раненых и больных и др. Причем в мирное время значительная ее часть находится на длительном хранении. Поэтому в армейских условиях понятие "поддержание автомобильного парка в постоянной готовности к использованию по назначению" имеет двойной смысл: во-первых, обеспечение надежности автомобильной техники, находящейся в постоянной эксплуатации, и, во-вторых, содержащейся на хранении. И опыт показывает, что второе зачастую сложнее первого. Особенно в отношении надежности резинотехнических изделий (сальников, уплотнительных прокладок и т. п.): они, как известно, на неработающем автомобиле теряют свои свойства быстрее, чем на работающем. Ведь не случайно в комплектах запасных частей (ЗИП), возимых запасов (ВЗ) и комплектах регламентированного технического обслуживания (РТО) их доля составляет от 30 до 80 % общего числа деталей. Так что потребность в РТИ для ВАТ весьма значительная. Например, в 2007 г. их только для комплектования закупаемой ВАТ потребовалось на сумму более 31 млн руб., а для ее обслуживания и ремонта — на 720 млн руб.

РТИ, в соответствии с принятой в настоящее время системой технических воздействии (рис. 1) при хранении ВАТ, должны иметь гарантийный срок службы не менее 12 лет, а с учетом периодичности проведения ремонта по техническому состоянию (РТС) — 15 лет. Однако практика такого срока службы, к сожалению, не подтверждает. Фактически же он варьируется в очень широких пределах: от 1 до 3 лет (70 % РТИ), от 5 до 6 (20 %) и до 10 лет (10 %).

Последствия небольших сроков хорошо известны: увеличение затрат на восстановление ВАТ интенсивного использования, необходимость содержания огромных запасов РТИ на складах, рост затрат на техническое обслуживание, переконсервацию и замену РТИ на ВАТ длительного хранения, необходимость подготовки и содержания больших штатов специалистов, снижение уровня безопасности ВАТ. Например, недавно в пяти военных округах было обследовано состояние 6 тыс. автомобилей. Обследование показало: наибольшее число их неисправностей связано именно с выходом из строя главным образом РТИ — защитных и рукавных изделий и различного рода уплотнителей. Это особенно характерно для ВАТ, работающей или хранящейся в жестких климатических условиях Дальнего Востока, Урала и Приволжья.

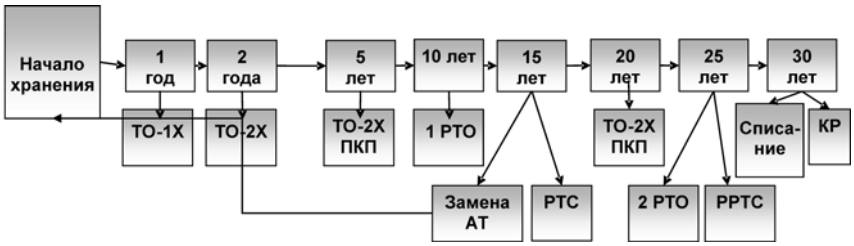


Рис. 1. Жизненный цикл ВАТ, находящейся на сохранении:
ПКП — переконсервация и контрольный пробег: *РТО* — регламентированное техническое обслуживание; *РТС* — ремонт по техническому состоянию; *РРТС* — регламентированный ремонт по техническому состоянию; *КР* — капитальный ремонт

Однако причины отказов и повреждений РТИ (типичные их варианты показаны на рис. 2) не только и не столько в климате. В их число входят несоответствие выбранных и применяемых резин условиям эксплуатации РТИ в агрегатах и узлах ВАТ (до 35 % всех зафиксированных случаев), нарушение заводами-изготовителями РТИ действующей технологической и нормативной документации (до 30 %), правил монтажа изделий (16,3 %) и конструктивная недоработка последних (18,7 %). Другими словами, климатические условия лишь усугубляют последствия организационных недоработок.

И немного из истории. Достаточно высокий уровень качества РТИ 1987—1990 гг. изготовления, по сравнению с РТИ сегодняшнего времени, был достигнут промышленностью в результате проведения большого объема работ в соответствии с постановлением правительства СССР, принятым в 1983 г. Перед резиновой промышленностью тогда была поставлена задача резко повысить качество комплектующих РТИ для ВАТ и увеличить их гарантийный срок эксплуатации с трех до 10 лет, а также изыскать возможности его повышения до 15 лет. Однако, к сожалению, к концу 1980-х—началу 1990-х годов эти работы, как и многие другие, были фактически прекращены. Несмотря на обеспокоенность состоянием надежности РТИ, комплектующих ВАТ, неоднократно высказываемую на различных совещаниях в Министерстве обороны РФ, в том числе и на совещании, проведенном в июне 1997 г., в котором участвовали представители автозаводов, заводов-изготовителей РТИ и научно-исследовательских институтов и на котором было принято решение о возобновлении работ по проблеме повышения качества РТИ для ВАТ в рамках НИР "Гидроген". Хотя кое-что, конечно, делалось и делается. Например, в период 2000—2004 гг. в рамках НИР "Гидроген" созданы некоторые новые виды сырья, рецептуры резиновых смесей, обеспечивающие

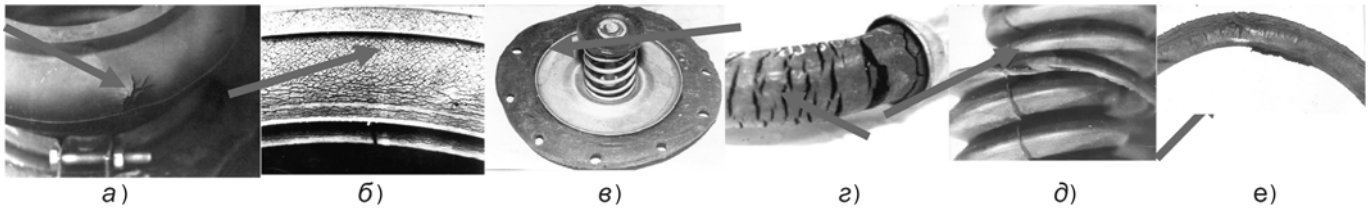


Рис. 2. Характерные отказы и повреждения РТИ:
а — разрыв; *б* — старение; *в* — деформация; *г* — сквозные трещины; *д* — разрушение; *е* — расслоение

15-летнюю гарантию рукавных и защитных РТИ; в ООО "НИИЭМИ", ОАО "УрТИ" — рецептура резин с повышенной тепло- и озоностойкостью, исключающая применение импортных добавок, резины на основе перспективных гидрированных каучуков — высоконасыщенного бутадиен-нитрильного каучука (БНКВ) и эпихлоргидринового (СКЭХГ), пропиленовых каучуков — этиленпропиленового (СКЭПТ) и пропиленоксидного (СКПО); разработаны способы улучшения характеристик серийных РТИ с помощью объемной фторорганической модификации и поверхностного насыщения фтором. В итоге было изготовлено (ОАО "Балаковорезинотехника", ОАО "Ярославрезинотехника", ЗАО "Волжскрезинотехника", ОАО "Саранский завод "Резинотехника", "РТИ-Каучук", ОАО "Уральский завод РТИ") 485 опытных партий РТИ, которые успешно прошли все виды испытаний, а также проверку на технологичность и подтверждение требуемого гарантийного срока службы 15 лет. В частности, лабораторно-стендовые и натурные испытания, в том числе после пятилетнего срока хранения и эксплуатации опытных изделий на ВАТ в условиях Дальнего Востока и Черноморья.

Однако в связи с ограниченным финансировании МО РФ эти изделия в массовое производство не пошли. Хотя совершенно очевидно, что реализация полученных результатов позволила бы решить проблему создания РТИ всей номенклатуры для ВАТ с 15-летней гарантией, повышенного качества изготовления, надежности в эксплуатации и долговечности при длительном хранении, в том числе для комплектов РТО; в 2,5—3 раза повысить долговечность и безотказность серийных и перспективных изделий ВАТ в процессе длительного хранения и войсковой эксплуатации; за счет увеличения периодичности и уменьшения объема технического обслуживания в процессе хранения и эксплуатации в 2—2,5 раза снизить затраты на ВАТ; в 1,5—2 раза сократить номенклатуру РТИ, закупаемых и заменяемых в ходе проведения РТО; оптимизировать систему снабжения РТИ; повысить техническую и боевую готовность ВАТ.

Все эти вопросы обсуждались на проходившей в 2007 г. на базе 21 НИИИ МО РФ межведомственной конференции по улучшению качества РТИ, выпускаемых для нужд МО РФ. Хотелось бы дать пояснения по некоторым из этих вопросов.

1. Почему не выдерживаются гарантийные сроки РТИ? Потому что:

рецептура резин для РТИ, применяемых на ВАТ, не соответствует нормативной документации (35 %) и условиям их эксплуатации: заводы сами заменяют ингредиенты смесей на менее качественные, поскольку в стране нет производства эффективных защитных групп стабилизаторов (антиозонантов), наполнителей и ускорителей вулканизации;

не согласованы с производителями ВАТ и не утверждены спецификации для производства РТИ с повышенными (до 10—15 лет) гарантийными сроками службы, поэтому им просто выгодно выпускать РТИ с пониженными гарантийными сроками службы (их изготовление дешевле, а периодичность замены − меньше, значит, больше спрос);

в связи со сложившейся в стране в начале 1990-х годов ситуацией нарушены экономические связи изготовителей РТИ с производителями качественных каучуков и ингредиентов резин, разрушена система контроля качества РТИ;

имеются нарушения технологии изготовления РТИ: не выдерживаются нормативные режимы вулканизации, применяются другие ускорители вулканизации, морально (более 70 % его — с 30-летним сроком службы) и физически изношенное технологическое оборудование, не обновляются технологии;

нет перспективного качественного сырья для РТИ — каучуков типа СКЭХГ (эпихлоргидринового), СКПО (пропиленоксидного), СКЭПТ (этиленпропиленового), БНКВ (высоконасыщенного бутадиен-нитрильного) и др.;

некоторые изготовители РТИ для ВАТ вообще перепрофилированы;

значительно снижены объемы производства РТИ для нужд МО РФ из-за недостаточного финансирования и изменения ассортимента выпускаемых РТИ на заводах промышленности (раньше, как правило, в соответствии с международными стандартами группы ИСО-9000 выполнялось требование о закреплении поставщиков сырья и продукции, стабилизации качества в узких пределах допусков и ритмичной регулярной поставке материалов).

2. Какие проблемы с внедрением разработанных с 15-летней гарантией? Необходимо:

определить заводы по производству перспективных каучуков и резиновых смесей для РТИ с 15-летней гарантией и стабильных поставщиков качественных РТИ;

разработать перечень РТИ, требующих 15-летнюю гарантию, и согласовать его с изготовителями РТИ, автозаводами;

наладить работу организаций, способных создать нормативную документацию для производства РТИ с 15-летней гарантией (разработчики резиновых смесей — ООО "НИИЭМИ", ИР и РТИ ОАО "УрТИ");

согласовать с автозаводами и производителями РТИ и утвердить гарантийные спецификации по изготовлению РТИ с 15-летней гарантией.

3. Что нужно сделать на государственном уровне? Наладить производство отечественного перспективного сырья (каучуков гидрированных, антиозонантов, ускорителей и т. д.) и тепло-озоностойких материалов; разработать и утвердить целевую программу повышения надежности РТИ для ВАТ и контроля качества продукции, выпускаемой для нужд МО РФ.

УДК 621.9.044

Концентрация операций при зубообработке цилиндрических колес

Кандидаты техн. наук В.М. ВИНОГРАДОВ, В.М. АББЯСОВ

МГТУ "МАМИ"

Производительность зубообработки цилиндрических колес в условиях поточно-автоматизированного производства зависит не только от производительности обрабатывающих станков, но и от быстродействия оборудования, осуществляющего их загрузку и межоперационное транспортирование деталей. То есть от того, что называют уровнем концентрации технологических операций. Например, доказано: правильное использование метода концентрации операций при зубообработке значительно сокращает станкоемкость изготовления зубчатых колес, число используемых станков и, следовательно, размеры производственных площадей, себестоимость обработки. Однако и выбор структурной схемы станка имеет очень большое значение.

Так считается. Но если вопросы концентрации операций применительно к обработке точением, фрезерованием, сверлением и т. д. в настоящее время разработаны довольно детально, то в отношении зубообработки этого сказать нельзя. Здесь имеется ряд специфических проблем, до сих пор нерешенных. В частности, проблем, связанных с зависящими друг от друга движениями инструмента и обрабатываемого зубчатого колеса, а также возможностью сочетания различных зубообрабатывающих операций в одной станочной системе.

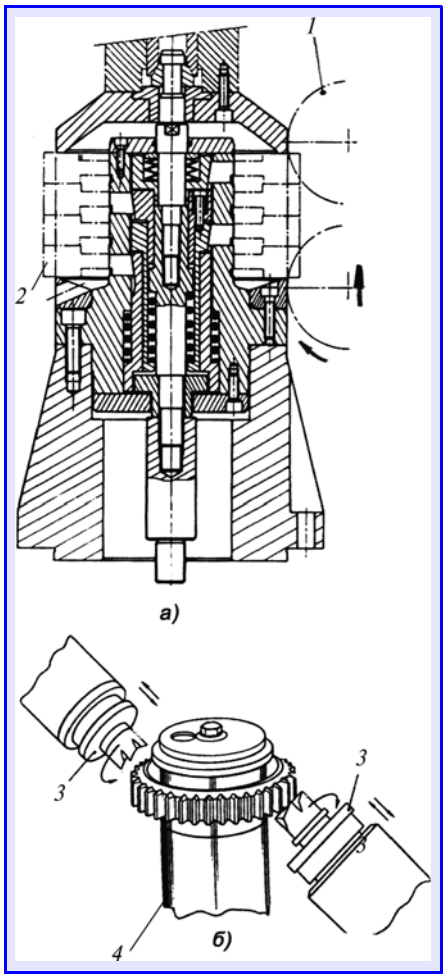


Рис. 1. Пример концентрации операций первой степени при последовательном (а) и параллельном (б) их выполнении:
1 — червячная фреза; *2* — блок шестерен; *3* — чашечные фрезы; *4* — шестерня

Решать такие проблемы, понятно, нужно. И одно из решений рассматривается ниже. Его суть — разделение структурных схем объединения операций на три степени их концентрации.

Концентрация операций первой степени предусматривает выполнение операций одного наименования на одной позиции путем одновременной обработки одним инструментом (одно- или многозаходным) нескольких зубчатых колес или несколькими инструментами одного зубчатого венца. Типичный тому пример — широко применяемое на автотракторных заводах фрезерование зубчатых колес *2* (рис. 1, *а*) червячной фрезой *1* в автоматическом цикле при помощи многоместного зажимного приспособления на станках мод. L250 и L350 немецкой фирмы "Либхерр" и ЕЗ-106 и ЕЗ-109 Егорьевского станкозавода. Удачным вариантом концентрации операций первой степени с параллельным их выполнением может также служить (рис. 1, *б*) закругление сразу двух зубьев на двухшпиндельном станке немецкой же фирмы "Хурт".

Машинное время $T_{м_1}$ обработки для концентрации операций первой степени концентрации с продольной подачей инструмента можно подсчитать по формуле № 1 (см. таблицу), а с радиальной подачей — по формуле № 2.

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{M_1} = \sum_{i=1}^{J} \frac{(kb_w + l_1 + l_2)z}{S_M kn}$	k — число зубчатых венцов, обрабатываемых одним инструментом; b_w— ширина обрабатываемого зубчатого венца; $(l_1 + l_2)$ — величина врезания и перебега инструмента; z — число зубьев колеса; S_M — путь, пройденный инструментом или обрабатываемым колесом в направлении подачи, равном 1 мм; n — заходность или сменность зубообрабатывающего инструмента или число одновременно работающих инструментов; J — число проходов
2	$T_{M_1} = \sum_{i=1}^{J} \frac{h}{S_M kn}$	h —длина пути инструмента или зубчатого колеса в радиальном направлении
3	$T_{M_2} = \frac{T_{M_1}}{q}$	q — число позиций обработки, концентрируемых на одном зубообрабатывающем станке
4	$T_{M_3} = \frac{\sum_{i=1}^{J} T_{iM}}{k_п}$	$k_п$ — число операций, объединяемых в станочной системе
5	$T_{M_3} = \sum_{i=1}^{J} T_{iM}$	—

Основным признаком концентрации операций второй степени является объединение в одном станке нескольких позиций одного наименования, соответствующих концентрации операций первой степени. Наиболее эффективно при этом параллельное выполнение операций. Примером может служить долбление двух зубчатых венцов блочных шестерен-валов *1* (рис. 2) на двухшпиндельном английском станке, применяемом в настоящее время на КамАЗе при обработке промежуточного вала коробки передач. Такое же решение принято и на ЗИЛе. Правда, там для фрезерование цилиндрических зубчатых колес коробок передач выполняется на двухшпиндельных зубофрезерных полуавтоматах 1161МС. И как показывает опыт, соединение двух зубофрезерных позиций в одном станке с общей гидросистемой, системой уборки стружки и подачи СОЖ позволило в 1,5—2 раза уменьшить производственную площадь, занимаемую оборудованием. Но, к сожалению, несколько снизило жесткость технологической системы.

Машинное время обработки для концентрации операций второй степени при параллельном выполнении операций можно подсчитать по формуле № 3.

Третья степень концентрации зубообрабатывающих операций характеризуется одновременным выполнением нескольких операций разного наименования на одной или нескольких позициях. Обработка одного, чаще нескольких зубчатых венцов, может вестись одним или несколькими инструментами. Примером чернового и чистового зубонарезания может

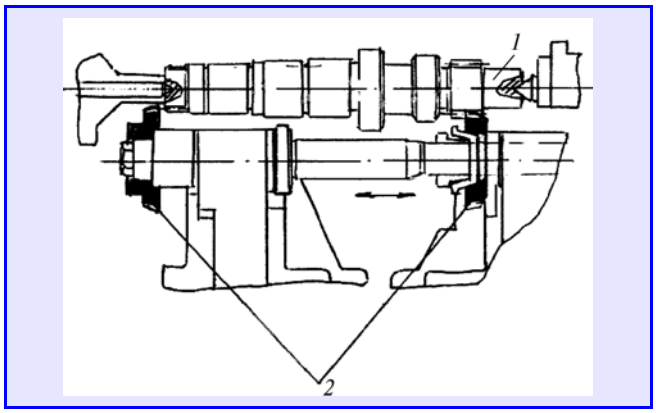


Рис. 2. Пример реализации концентрации операций второй степени при одновременном долблении двухзубчатых венцов на двухшпиндельном станке 1В фирмы "Сикерс":
1 — промежуточный вал коробки передач; *2* — долбяки

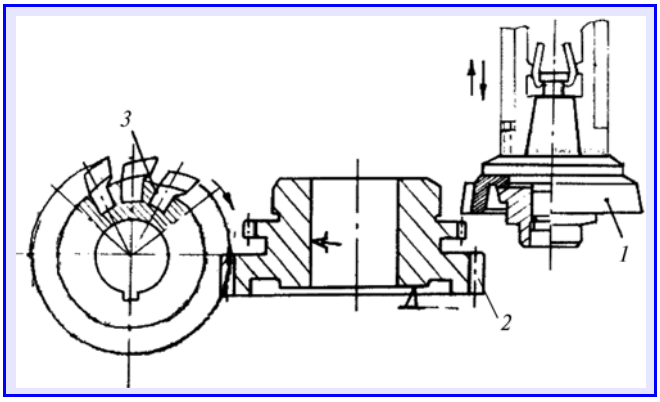


Рис. 3. Вариант реализации концентрации операций третьей степени с параллельным выполнением операций зубодолбления и зубофрезерования на станке "Шоббер" фирмы "Рфаутер":
1 — долбяк; *2* — блочная шестерня; *3* — червячная фреза

служить совмещение кругового, кругодиагонального протягивания, фрезопротягивания и т. д. прямозубых цилиндрических колес на зубопротяжных станках мод. ПКФ-1, КСЗ-2 завода "Комсомолец" и СТ-73 Саратовского завода тяжелых зуборезных станков. Или совмещение (параллельное выполнение) операций зубодолбления и зубофрезерования при изготовлении двух венцов блочных шестерен *2* (рис. 3) на немецком станке "Шобблер" фирмы "Пфаутер", благодаря чему себестоимость зубонарезания блочной шестерни снижается, по сравнению с раздельной обработкой венцов, на 30—40 %.

Машинное время обработки для концентрации операций третьей степени при параллельном выполнении операций можно подсчитать по формуле № 4, а при последовательном — по формуле № 5.

Таким образом, метод концентрации операций при обработке трансмиссионных автотракторных зубчатых колес — своего рода прорыв в области операций зубонарезания, связанных с большим съемом металла при предварительном формообразовании зубьев, а также зубофасочных и зубозакругляющих операциях. Из-за сложной увязки взаимных движений инструмента и обрабатываемой детали у нас практически не применяется концентрация на одном станке более двух зубообрабатывающих операций. Поэтому ближайшая задача исследователей — определить рациональную степень концентрации этих операций и разработать оптимальную структурную схему оборудования для ее реализации.

УДК 629.7.07

Диагностирование напряженно-деформированного состояния деталей машин с помощью углеродных волокон

Канд. техн. наук Н.И. БАУРОВА

МАДИ (ГТУ)

Углеродные волокна, нити и ткани обладают способностью реагировать изменением своего электрического сопротивления на изменение внешней нагрузки. Это свойство сделало возможным применять их в качестве чувствительных элементов (датчиков) напряженно-деформированного состояния деталей, в состав которых они внедрены (см. "АП". 2008, № 9). Однако проблема оценки с их помощью такого состояния деталей машин и механизмов остается до сих пор нерешенной. В частности потому, что многие разработчики машин считают: коэффициенты линейного термического расширения углеродных волокон и лент нестабильны, существенно меняются при многократных нагревах и охлаждениях. То есть ожидать от них высокой точности определения напряженно-деформированных состояний деталей не приходится. Однако эта ошибка.

Действительно, значения этого коэффициента при первичном и повторных нагревах сильно отличаются, но затем остаются практически постоянными (табл. 1). Причина в том, что в состоянии поставки в волокнах имеются некоторые остаточные термические напряжения, а первичный нагрев снимает их, тем самым стабилизируя (и уменьшая) значение данного коэффициента, т. е. обеспечивая его постоянство в довольно широком диапазоне температур. Таким образом, по этому показателю подвергшиеся нагреву углеродные волокна, действительно, вполне пригодны для использования в качестве термостабильных датчиков в системах мониторинга, поскольку уже после второго нагрева у них отсутствуют остаточные напряжения, которые могли бы повлиять на точность работы датчика. Другими словами, при практически нулевых исходных значениях остаточных напряжений углеродные волокна реагируют только на изменения эксплуатационных нагрузок, что и позволяет диагностировать конструкции (в масштабе

Таблица 1

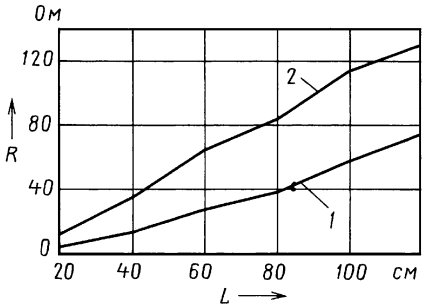
Материал	Температура испытания, К (°С)	Зависимость коэффициентов линейного термического расширения углеродных волокон и лент от числа их нагревов, 10^{-7} K^{-1}				
		1	2	3	4	5
"Кулон" (лента)	303 (30)	−20,7	−3,6	−3,40	−3,20	−3,20
	373 (100)	−13,2	−5,5	−5,50	−5,30	−5,20
УКН-П (волокно)	303 (30)	−10,5	−7,3	−7,20	−7,10	−7,00
	373 (100)	−9,81	−8,8	−8,79	−8,78	−8,78
ЛЖУ-35 (лента)	303 (30)	−16,3	−5,8	−5,70	−5,60	−5,50
	373 (100)	−9,5	−7,8	−7,60	−7,60	−7,50

реального времени определять уровень возникших в них напряжений).

Вторая причина недоверия к углеродным волокнам-датчикам — отсутствие информации о связи между длиной *L* волокна и его электрическим сопротивлением.

Этот вывод подтвердили выполненные автором эксперименты. Они, например, показали (см. рисунок), что электрическое сопротивление углеродных волокон марок УКН-П (кривая *1*) и УКН-2-500 (кривая *2*) практически линейно зависит от их длины. Правда, при увеличении длины волокна нелинейность данной зависимости несколько возрастает, сказываясь на разбросе данных (табл. 2). Что вполне объяснимо: углеродные волокна состоят из мононитей, которые довольно неоднородны по толщине. Значит, чем длиннее волокна, тем их суммарная неоднородность выше. В итоге — различия в значениях электрического сопротивления.

Из сказанного можно сделать вывод: при разработке методов диагностирования, основанных на использовании углеродных волокон в качестве основы тензочувствительного элемента, ограничиваться общими рекомендациями нельзя,



потому что конкретные углеродные волокна, даже если они имеют одну и ту же длину, могут обладать разными электрофизическими свойствами. Более того, эти свойства могут меняться по-разному. Однако все преодолимо. Главное же, автором экспериментально проверена способность углеродных волокон изменять свои электрические свойства под действием внешней механической нагрузки на материалах двух типов — волокне марки УКН-2-500 и ленте ("Кулон"). Полученные результаты приведены в табл. 3. Из нее следует: одинаковые по длине (все — 300 мм) волокна даже одной марки, действительно, имеют очень большой разброс прироста электрического сопротивления. Например, для волокна УКН-2-500 — в диапазоне от 13 до 59 %, а для ленты "Кулон " — от 23 до 44 %. То есть датчики, выполненные на их основе, просто необходимо тарировать в индивидуальном порядке.

Что касается технологии изготовления таких датчиков, то она следующая.

Элементы металлоконструкции машин, подлежащие контролю в эксплуатации, вручную обматывают графитизированным углеродным волокном, полученным на основе ПАН-волокна (можно наносить параллельными линиями). Шаг намотки выбирается произвольным, од-

Таблица 2

Число образцов углеродных волокон	Длина волокна, см	Электрическое сопротивление волокна, Ом	Дисперсия
10	10	4,00	0,50
	100	13,00	1,64
	150	27,00	3,30
	200	38,00	5,70
	500	58,00	9,40
	1000	75,00	15,60
25	10	3,80	0,45
	100	13,50	1,10
	1000	78,80	12,35
50	10	3,75	0,44

Таблица 3

Материал	№ образца	Электрическое сопротивление, Ом		Изменение электрического сопротивления		Разрушающее напряжение, МПа (кгс/см^2)
		начальное	в момент разрыва	Ом	%	
УКН-2-500	1	17,5	19,8	2,3	13	280 (2800)
	2	11,3	15,4	4,1	36	320 (3200)
	3	14,9	16,8	1,9	13	315 (3150)
	4	21,8	29,4	7,6	34	260 (2600)
	5	9,4	14,3	4,9	52	235 (2350)
	6	24,3	36,2	11,9	48	545 (5450)
	7	24,2	34	9,6	40	440 (4400)
	8	17,6	22,5	4,9	28	280 (2800)
	9	20,8	29,7	8,9	43	390 (3900)
	10	18,5	29,4	10,9	59	410 (4100)
	11	21,3	26,5	5,2	24	415 (4150)
	12	14,5	20,2	5,7	39	320 (3200)
	13	25,2	37,4	12,2	48	290 (2900)
	14	20,7	24,5	3,8	18	410 (4100)
	15	19,4	27,2	7,8	40	350 (3500)
"Кулон"	1	123,0	178,0	55,0	44,7	—
	2	190,0	245,0	55,0	28,9	—
	3	188,0	230,0	42,0	22,3	—
	4	145,0	205,0	60,0	41,4	—
	5	176,0	238,0	62,0	35,2	—
	6	119,0	134,0	15,0	12,6	—
	7	176,0	217,0	41,0	23,3	—
	8	129,0	180,0	51,0	39,5	—

Таблица 4

Время диагностирования волокна УКН-М/6к	Значения электрического сопротивления, Ом		Значения напряжений, соответствующие данному электрическому сопротивлению	
	исходное	измеренное	МПа	% от разрушающего напряжения, равного 2100 МПа
12.09.07: 10.15	24,5	24,5	0	0
12.09.07: 18.30		24,5	0	0
13.09.07:				
9.05		24,5	0	0
10.15		24,5	0	0
11.10		24,5	0	0
12.40		24,5	0	0
14.20		24,5	0	0
15.35		24,5	0	0
17.00		24,5	0	0
14.09.07:				
9.25		24,5	0	0
17.45		24,5	0	0
17.09.07:				
9.25		24,5	0	0
10.30		24,7	80	3,81
11.50		24,9	120	5,71
13.10		30,1	160	7,62
14.55		30,3	200	9,5
16.00		30,5	240	11,4
18.09.07: 8.50		30,5	240	11,4
18.09.07: 18.10		30,3	235	11,4
20.09.07: 10.25		30,3	235	11,4
20.09.07: 16.40		30,3	235	11,4

нако следует помнить; чем он меньше, тем точнее результаты диагностирования. Второе: участок металлоконструкции предварительно покрывается слоем связующего, обеспечивающего изоляцию волокна от метала. Наконец, третье: волокна следует наматывать туго. Если они будут располагаться на металлоконструкции свободно, т. е. с некоторым, пусть даже и очень незначительным, провисанием, то создадутся дополнительные сложности при дальнейшей их пропитке связующим на основе эпоксидной смолы. Оптимальный режим отверждения последней: температура — 288—308 К (15—30 °С), время — 24 ч.

После отверждения связующего концы углеродного волокна подсоединяют к омметру и фиксируют исходное значение электрического сопротивления в рабочем состоянии (рабочем режиме) исправной конструкции. И в дальнейшем периодически проверяют показания омметра. Очевидно, что при возникновении усталостных повреждений электрическое сопротивление волокна будет возрастать пропорционально числу повреждений, поэтому по показаниям омметра и можно заранее определить момент, когда эксплуатацию техники нужно прекратить.

Пример получаемых с помощью рассматриваемого метода и необходимых для диагностирования металлоконструкций приведен в табл. 4. Он, как видим, охватывает очень короткий, чуть более недели, период работы конструкции, но дает закономерность: даже во время ее приработки действующие в ней напряжения увеличились на ~11 %. Если для нее установить предел (допустимый порог) напряжений, то, наблюдая за изменением электрического сопротивления датчика, не представляет труда обнаружить момент, когда эксплуатация конструкции становится опасной. Например, из той же табл. 4 видно, что после перерыва (с 18.09 до 20.09) в эксплуатации конструкции значения электрического сопротивления датчиков не только перестали увеличиваться, но даже несколько снизились. Это означает, что в данном случае (при перерывах в работе) периодичность измерения электрического сопротивления целесообразно увеличить. А если наоборот, т. е. когда сопротивления датчика по каким-то причинам возросли, сроки между очередными контролями необходимо сократить.

УДК 629.4.077.001.57

Моделирование термической нагруженности тормозного механизма

Канд. техн. наук Ю.А. ГОЛУБЕВ, С.А. ГОЛУБЕВ, д-р техн. наук А.М. АХМЕТШИН

ИНЭКА, МГИУ

Температура тормозных механизмов оказывает существенное влияние как на тормозные свойства, так и на надежность и долговечность колесно-ступичного узла автомобиля. Поэтому термическую его нагруженность необходимо задавать и обеспечивать уже на этапе проектирования АТС с помощью соответствующей математической модели. И здесь неоценимую помощь оказывают программы к пакетам графического моделирования, решающие задачи анализа теплопередачи.

Таким образом, для решения задачи нужно выполнить два условия: создать математическую модель и иметь вышеупомянутую программу. Причем первое, очевидно, главное.

Рассмотрим как это целесообразнее всего делать.

Разработка математической модели сводится к установлению связи между среднеобъемными температурами обода тормозного диска перед двумя последовательными торможениями. Общий (исходный) ее вид дает формула № 1 (табл. 1). Входящие в нее слагаемые, вероятно, нужно "расшифровывать". И это вполне возможно.

Так, значение $\Delta T_{н_n}$ определяется по формуле № 2. В свою очередь, работу A_n тормозной силы, создаваемой тормозным механизмом при n-м торможении, в общем случае можно подсчитать (в частности, для переднего тормозного механизма) по формуле № 3. Для режима же стендовых испытаний ее дает формула № 4. Для определения $\Delta T_{о_n}$ целесообразно воспользоваться известным уравнением, описывающим процесс теплообмена (формула № 5).

Как известно, изменение ΔT температуры любого тела рассчитывается по формуле № 6. И если допустить, что на промежутке времени $\Delta t = 1$ с процесс теплообмена стационарен, то изменение температуры тела за этот промежуток может быть представлено уравнением № 7. И допуская далее, что температура T тела равна температуре стенки $T_{ст}$, для температур $T_{n,\,t+1}$ диска в момент времени $t + 1$ при n-м торможении применима формула № 8, учитывая которую можно записать формулу № 9 для подсчета третьего слагаемого в формуле № 1, т. е. $\Delta T_{о_n}$.

Приведенные выше формулы № 1, 2, 3, 4, 8 и 9 представляют собой математическую модель среднеобъемной температуры тормозного диска. При ее решении необходимо задавать следующие граничные условия: $\gamma_n = f(n)$; $t_{о_n} = f(n)$; $v_{n,\,t} = f(n,\ t)$. То есть условия, которые определяют режим движения автомобиля.

Зависимость произведения коэффициента α теплоотдачи и площади F поверхности теплообмена от скорости v автомобиля может быть определена путем графического моделирования и использования программ приложений, позволяющих проводить анализ теплопереда-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$T_{n+1} = T_n + \Delta T_{н_n} - \Delta T_{о_n}$	T_n, T_{n+1} — температуры диска соответственно при n-м и $(n+1)$-м торможении в момент соприкосновения накладок и диска; $\Delta T_{н_n}$ — изменение температуры диска, вызванное работой сил трения при n-м торможении; $\Delta T_{о_n}$ — изменение температуры диска, вызванное охлаждением с момента соприкосновения накладок и диска при n-м торможении до момента соприкосновения накладок и диска при $(n+1)$-м торможении
2	$\Delta T_{о_n} = \dfrac{A_n}{m_д C_д}$	A_n — работа тормозной силы при n-м торможении; $m_д$ — масса обода диска; $C_д$ — теплоемкость материала диска
3	$A_n = \int\limits_{v_0}^{v_к} \dfrac{m_а(b+\gamma_n h_g)v}{2L}$	v_0 и $v_к$ — скорости автомобиля в начале и конце n-го торможения
4	$A_п = \dfrac{Iv_0^2}{2r_{дин}^2}$	I — момент инерции подвижных масс стенда; $r_{дин}$ — динамический радиус колеса автомобиля
5	$Q = \alpha(T_{ст} - T_0)Ft$	Q — количество теплоты, отданное или полученное средой (телом); α — коэффициент теплоотдачи; T_0 и $T_{ст}$ — характерная температура окружающей среды и осредненная температура поверхности стенки; F — площадь поверхности охлаждения; t — время
6	$\Delta T = \dfrac{Q}{mC}$	m — масса тела; C — теплоемкость его материала
7	$\Delta T = \dfrac{\alpha\left(T_{ст} - T_о - \dfrac{\Delta T}{2}\right)F}{mC}$	—
8	$T_{n,t+1} = T_{n,t} - \dfrac{\alpha(v_{n,t})F\left(T_{n,t} - T_о - \dfrac{T_{n,t} - T_{n,t+1}}{2}\right)}{m_д C_д} = \dfrac{2T_{n,t}m_д C_д - T_{n,t}\alpha(v_{n,t})F + 2\alpha(v_{n,t})FT_о}{2m_д C_д + \alpha(v_{n,t})F}$	—
9	$\Delta T_{0_n} = T_n + \Delta T_{н_n} - T_{n,t_{0_n}}$	$\Delta T_{n,t_{0_n}}$ определяется по формуле № 8 для $t = t_{0_n}$ — промежутка времени между двумя последовательными торможениями при $T_{0,n} = T_n + \Delta T_{нп}$
10	$\alpha(v)F_{стенд} = -4{,}34 \cdot 10^{-4}v^3 + 0{,}014v^2 + 0{,}058v + 4$	—
11	$\alpha(v)F_{авто} = -5{,}3 \cdot 10^{-4}v^3 + 0{,}028v^2 + 0{,}033v + 4$	—

чи. Пример такого решения для тормозного диска под механизм размерностью 19,5" (ширина обода диска 45 мм, ширина вентиляционных каналов 12 мм) — на рис. 1. Изображенные на нем кривые аппроксимируются полиномами (формулы № 10 и 11).

Достоверность расчета произведения αF оценивалась сравнением расчетного значения данного параметра со значениями, полученными в условиях стендовых испытаний. Причем как для статического состояния диска, так и при его вращении. Результаты сравнения приведены в табл. 2.

Аналогичным способом проверялась и достоверность расчетной модели.

Зависимости изменения температуры от числа торможений определялись для тормозного механизма, установленного на стенде и имеющего следующие значения параметров: $m_д$ = 22,1 кг; $C_д$ = 500 Дж/кг · К; I = 532 кг · м^2; v_n = 15,3 м/с (55 км/ч); $r_{дин}$ = 0,41 м. Расчетная формула — № 10. Граничные условия описывались следующим образом: $T_о$ = 293 К (20 °С); $t_{о_n}$ = 60 с, $v_{n,t}$ = 15,3—5,84t при $t < 2{,}6$, $v_{n,t} = 0$ при $2{,}6 \leqslant t < 22{,}6$ с, $v_{n,t} = 0{,}5(t - 22{,}6)$ при $22{,}6 \leqslant t < 52$ с и $v_{n,t} = 15{,}3$ при $52 \leqslant t \leqslant t_{о_n}$.

Таблица 2

Скорость вращения диска, рад./с	Значение αF, м^2, полученное		Несовпадение расчета с экспериментом, %
	расчетом	экспериментально	
0	4	3,9	2,5
40	6,7	6,96	3,7

Начальное условие: T_1 = 293 К (20 °С).

Результаты расчетного и экспериментального изменения температуры от числа торможений — на рис. 2. Из него видно, что температура тормозного диска,

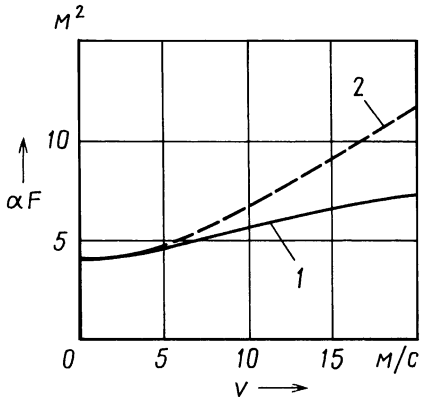


Рис. 1. Зависимость произведения αF от условий охлаждения тормозного диска и числа торможений:
1 — охлаждение вращающегося обода диска (имитация охлаждения диска на инерционном стенде, $r_{дин}$ = 0,41 м); *2* — охлаждение вращающегося и поступательно движущегося обода диска с колесом (имитация охлаждения диска на автомобиле, движущемся по дороге, $r_{дин}$ = 0,41 м)

полученная экспериментальным путем, фактически соответствует расчетной температуре (разница не превышает 1 %). Что означает: рассмотренная выше математическая модель позволяет прогнозировать температуру тормозного диска для различных режимов эксплуатации автомобиля, а также оценивать влияние на нее различных параметров, в том числе геометрических размеров диска уже на стадии проектирования автомобиля.

Чтобы подтвердить это, приведем еще и результат моделирования того же тормозного диска в двух вариантах исполнения — с вентиляционными каналами шириной 12 и 17 мм.

При расчете использовались исходные данные: $m_а$ = 11 500 кг, b = 1,6 м, h_g = 1,25 м, L = 4,2 м, $r_{дин}$ = 0,41 м, $m_{д(12)}$ = 22,1 кг, $m_{д(17)}$ = 22,1 кг, $C_д$ = = 500 Дж/(кг · К), $T_о = T_1$ = 293 К (20 °С). И он для произведения αF на скорость автомобиля дал следующие выражения.

Для диска с каналами шириной 12 мм — $\alpha(v)F_{авто} = -4{,}6 \cdot 10^{-4}v^3 + 0{,}022v^2 + 0{,}079v + 4$; для диска с каналами диаметром 17 мм — $\alpha(v)F_{авто} = -2{,}8 \cdot 10^{-4}v^3 + 0{,}019v^2 + 0{,}092v + 4{,}3$. При этом следует подчеркнуть, что режим движения автомобиля, определяющий вид зависимостей $\gamma_n = f(n)$, $t_{о_n} = f(n)$, $v_{n,\,t} = f(n,\ t)$, соответствовал режиму по ГОСТ 20306—90 "Городской цикл для АТС полной массой свыше 3,5 тонн, кроме городских автобусов". То есть режим, при котором принимается, что на участке пути 4 км осуществляется восемь торможений.

Результаты расчета приведены на рис. 3. Но к ним следует добавить, что при движении автомобиля в городском цикле в течение 1 ч температура тормозного диска с каналами шириной 12 мм достигает 495 К (222 °С), а диска с каналами шириной 17 мм — 488 К (215 °С), средняя температура дисков — соответственно 382,3 К (109,3 °С) и 379,9 К (106,9 °С). То есть увеличение ширины каналов на 5 мм снижает среднюю температуру диска на 2,2 %.

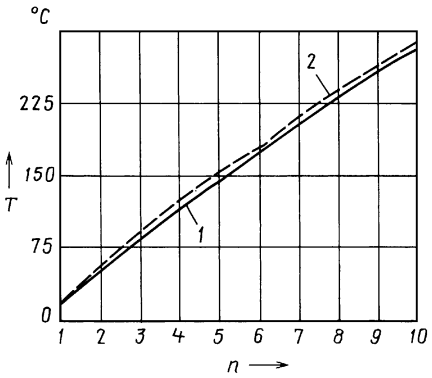


Рис. 2. Расчетная (1) и экспериментальная (2) зависимости температуры диска от числа торможений

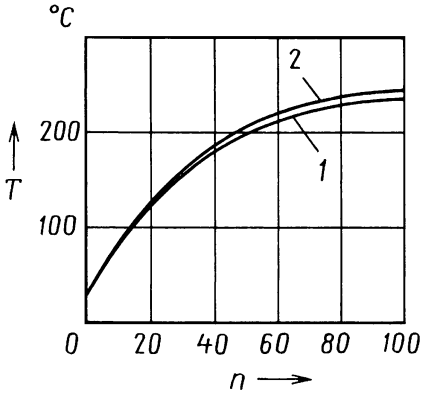


Рис. 3. Зависимость температуры диска от числа торможений и ширины вентиляционных каналов:
1 — d = 17 мм; *2* — d = 12 мм

Максимальная температура тормозных механизмов достигается при дорожных испытаниях "тип 1" Правил № 13 ЕЭК ООН. Аналогичный расчет для данного режима движения автомобиля, соответствующего предварительному термическому нагружению тормозных механизмов, дал следующий результат: после 20 циклов торможений температура тормозного диска с каналами шириной 12 мм составляет 683 К (412 °С), а диска с каналами шириной 17 мм — 677 К (404 °С). Таким образом, увеличение ширины каналов с 12 до 17 мм снижает максимальную температуру диска на 8 К, или 2 %.

И последнее, математическая модель рассматривалась выше на примере дискового тормозного механизма. Однако это вовсе не исключает возможности ее применения и к барабанным тормозным механизмам.

УДК 62 408.8:006.354

ГОСТ НА ШЕРОХОВАТЫЕ ПОВЕРХНОСТИ НУЖДАЕТСЯ В УЛУЧШЕНИИ

Д-р техн. наук А.В. КОЧЕТКОВ, М.Л. ЕРМАКОВ,
канд. техн. наук Н.Е. КОКОДЕВА, С.П. АРЖАНУХИНА

ФГУП "РОСДОРНИИ", Саратовский ГТУ

С 1945 г. на шероховатые поверхности распространялся ГОСТ 2789—45, в котором показатель чистоты (шероховатость) оценивался среднеквадратическим отклонением неровностей поверхностей. В 1959 г. начала действовать оценка шероховатости поверхности по ГОСТ 2789—59, в настоящее время — по ГОСТ 2789—73, нормы которого распространяются на шероховатость поверхности изделий независимо от их материала и способов изготовления или получения поверхности. В том числе и на шероховатость дорожных покрытий. В нем приводится перечень параметров и типов направлений неровностей, которые должны учитываться в требованиях и применяться при контроле шероховатости поверхности, числовые значения параметров и общие указания по разработке требований к шероховатости. В нем, в отличие от ГОСТ 2789—45, для оценки геометрии поверхности оговорены два основных параметра: среднеарифметическое отклонение Ra профиля, т. е. значение среднего расстояния точек измеряемого профиля от его средней линии, и высота Rz неровностей — среднее расстояние между находящимися в пределах базовой длины (длина участка поверхности, выбираемая для измерения поверхности) пятью высшими и пятью низшими точками впадин, измеренное от линии, параллельной средней линии.

Требования к шероховатости устанавливаются исходя из функционального назначения поверхности для обеспечения заданного качества путем указания параметра шероховатости (одного или нескольких) и базовых длин, на которых определяются эти параметры. При необходимости предъявляются требования к направлению неровностей поверхности, способу или последовательности способов ее получения. Для номинальных числовых значений параметров шероховатости должны устанавливаться предельные отклонения. Они выбираются из ряда 10, 20, 40 % от номинальных.

Требования к шероховатости поверхности отдельных участков могут быть различными. В качестве параметров шероховатости выбираются среднеарифметическое отклонение профиля, высота неровностей по десяти точкам, наибольшая высота профиля, средний шаг неровностей, средний шаг местных выступов профиля, относительная опорная его длина. К основным типам направлений неровностей относятся параллельное, перпендикулярное, перекрещивающееся, произвольное, кругообразное, радиальное. Значения базовой длины, согласно стандарту, не должны превышать 25 мм.

Исследованиями доказано, что из параметров существующего ГОСТ 2789—73, реально влияющих на триботехнику, являются средний шаг неровностей и средний шаг местных выступов профиля. Остальные параметры отвечают за распределение рабочей жидкости и некоторые особенности эксплуатации шероховатой поверхности либо не отвечают условию воспроизводимости результатов измерения.

Интересен основной способ определения параметров шероховатости, используемый в технологии машиностроения и приведенный в учебнике для подготовки рабочих на производстве. В соответствии с этим способом прямое измерение шероховатости осуществляется контактным способом при помощи профилометра, игла которого с заданным радиусом закругления движется по поверхности с постоянной скоростью. Количественное значение непосредственно среднеквадратичных отклонений определяется по шкале электроизмерительного прибора. Такая особенность способа основана на положениях ГОСТ 2789—45 (использование среднеквадратичных отклонений для точек профиля), но следует заметить, что диаметр закругления иглы указан в пять раз (15 мкм вместо 3 мкм) больший требуемого по условиям измерения и фактически игла огибает шероховатую поверхность по высотам выступов. Это позволило в технологии машиностроения при измерении шероховатости определять величину, устойчиво коррелирующую с изменением параметров трения (покоя, качения, сцепления, скольжения, сопротивления движению).

Признано, что при движении АТС по дороге (контакте колеса и дорожного покрытия с шероховатой поверхностью) контактирующие поверхности соприкасаются по вершинам выступов, и давление, передаваемое от колеса к покрытию дороги, воспринимается только некоторой несущей частью геометрической поверхности. С учетом требования функциональности назначения поверхности для автомобильной дороги естественно назначать базовую длину, соответствующую размерам отпечатка колеса (360 или 180 мм).

Многие специалисты (А.П. Васильев, М.В. Немчинов и др.) давно уже высказывались о том, что ГОСТ 2789—73. "Шероховатость поверхности. Параметры, характеристики и обозначения" можно применять и в дорожном хозяйстве. Правда, содержательного анализа его показателей, действительно отвечающих за геометрию макрошероховатости и значимо коррелирующих с триботехническими параметрами, никто из них не проводил. Хотя они удачно предложили новый параметр, который следовало бы включить в ГОСТ 2789—73, — среднюю высоту выступов шероховатости, а также средние радиус кривизны и угол вершин неровностей.

Кроме того, своим предложением они признали необходимость развития знаний о геометрических параметрах шероховатости. Но дело до конца, к сожалению, не довели. Ведь параметром "средняя высота выступов" в дорожном хозяйстве можно нормировать только те покрытия, на которых колесо полностью контактирует с поверхностью дороги. Однако после шероховатой обработки этой поверхности колесо контактирует не с ней, а с активными выступами макрошероховатости (выступам зерен щебня). Глубины же впадин и степень их заполнения вяжущим (водой или снегом, противогололедными реагентами, различными загрязнениями) на коэффициенте сцепления сказываются мало влияющими факторами. Поэтому авторы считают: для обеспечения воспроизводимости результатов измерения необходимо как минимум переходить от математического ожидания к дисперсии высот выступов. Но еще более информативным может быть дальнейшее развитие идеи — переход к анализу статистического распределения высот выступов.

Проанализировав сказанное выше, авторы предлагают свою концепцию проектирования шероховатых поверхностных слоев дорожных покрытий, которая, на их взгляд, дает возможность повысить срок службы последних за счет плотного заполнения поверхности зернами (выступами) и коэффициент сцепления за счет подбора и регулирования диапазонов высоты выступов. Дело в том, что эксперименты показали: нормируемый коэффициент сцепления определяется не столько высотой выступов, сколько разбросом их высот. Например, увеличение конкретно высоты (средней или максимальной) неровностей для диапазона выше масштабирующего значения (для автомобильных дорог 3 мм) не приводит к изменению условий, которые вызовут изменение нормируемого коэффициента сцепления колеса АТС с поверхностью дорожного покрытия. Поэтому в ГОСТе нужны такие параметры геометрии шероховатой поверхности, изменение которых существенно коррелируется с изменением коэффициента сцепления. И в качестве этих параметров целесообразно использовать дисперсию разброса высот выступов макрошероховатости, их статистическое распределение и (в развитие) спектральную плотность, декоррелированность. А для анализа шероховатых поверхностей различной природы (в том числе и для автомобильных дорог) — применять модернизированный теоретико-вероятностный подход. При этом необходимо различать геометрическую форму зерна щебня и геометрическую форму контактирующей части зерна: первая нужна при определении количества зерен в единице объема и положения зерен щебня на дорожном покрытии, исследовании работы зерна при больших нагрузках, вторая — при исследовании механизма контактирования колеса с опорной поверхностью.

Распределение зерен щебня сразу после шероховатой поверхностной обработки считается свободным. Поэтому в процессе изнашивания слоя шероховатой поверхности его характер меняется: первоначальный центр группирования вершин зерен и уровень вяжущего изменяют свое положение. Причина — частичное скалывание зерен у их вершин или иное местное их разрушение на уровне вершин. В результате плотность расположения зерен и центр группирования вершин смещаются вниз к вяжущему. (В идеале все вершины зерен, подвергшиеся скалыванию, в конце концов устанавливаются на одном уровне от исходного сечения.)

Распределение активных зерен щебня считается не противоречащим нормальному закону. Но общий характер распределения их вершин довольно сложен. Он зависит от параметров исходного распределения и от условия скалывания зерен. И так как в начальной части распределение соответствует нормальному закону, то график функции будет иметь вогнутость вниз. Если же, далее, учесть, что с колесом АТС контактирует сравнительно небольшая часть выступающих над уровнем вяжущего выступов зерен, то функцию распределения в начальной части обычно аппроксимируют степенной зависимостью.

Расстояние уровня скалывания активных зерен от наиболее выступающих вершин называется разновысотностью активных зерен (термин предложен А.В. Королевым) и соответствует глубине залегания половины из всех выступающих над вяжущим вершин зерен, измеренной от вершины наиболее выступающего зерна, если функция распределения имеет вероятностную природу. Исходя из этого авторы проанализировали профилограммы рельефа поверхности ряда автомобильных дорог и установили, что разновысотность зерен в процессе их изнашивания уменьшается в 3—5 раз. В связи с этим считают, что один из вариантов регулирования распределения размеров зерен щебня может быть обеспечен смешиванием фракций щебня с меньшим разбросом в заданном диапазоне. Например, фракцию щебня 10—20 мм предлагается смешивать с фракцией 15—20 мм в пропорции 3 : 2.

Теперь о технологии создания шероховатых поверхностных слоев. Она заключается в следующем.

Первоначально исходную поверхность готовят к нанесению шероховатого слоя (очистка, нанесение слоя вяжущего и т. п.). Затем распределяют материал будущего поверхностного слоя в соответствии с заданной его высотой, регулируют плотность прилегания формообразующих выступов друг к другу. Далее регулируют этот слой так, чтобы обеспечить за-

данное значение коэффициента сцепления с колесом (регулирование осуществляют по дисперсии разброса высот выступов в диапазоне их фракции, а разброс формообразующих выступов выбирают в соответствии с требуемыми параметрами шероховатости по заданному закону распределения). Причем для оценки типа шероховатости покрытий в практических целях достаточно определять четыре основные характеристики шероховатых структур: среднюю глубину впадин, т. е. высоту выступов; средний шаг шероховатости; плотность контактов; и предлагаемый авторами параметр — разброс (дисперсию) высот активных выступов макрошероховатости.

Используя величины этих параметров, можно определять функционально-эксплуатационные показатели покрытий, динамику их изменения в процессе эксплуатации, тип необходимого материала, технологию устройства и эксплуатации покрытий, соответствие интенсивности дорожного движения нагрузкам. И, конечно, показатели изнашивания и долговечности шероховатой поверхности, а также нормативы по межремонтным срокам.

Для зимнего содержания автомобильных дорог авторы предлагают ввести в ГОСТ понятие "разноглубинность впадин макрошероховатости", характеризующее распределение противогололедных материалов и случайный процесс образования пленок гололеда на вершинах активных выступов.

Рассмотренный выше подход к нормированию и определению параметров шероховатости был использован в отраслевом дорожном методическом документе "Рекомендации по устройству дорожных покрытий с шероховатой поверхностью" (взамен ВСН 38-90)", утвержденном Минтрансом России в 2004 г. Но его целесообразно использовать и в машиностроении, в том числе в автомобильной промышленности. И в первую очередь — дополнить ГОСТ 2789—73 понятиями "дисперсия", "статистическое распределение разброса высот активных выступов" и "разноглубинность впадин шероховатости".

ИНФОРМАЦИЯ

ГЕОРГИЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ НАВРОЦКИЙ
К 100-ЛЕТИЮ СО ДНЯ РОЖДЕНИЯ

Георгий Александрович родился в 1908 г. в городе Щорсе Черниговской области. Его отец — Александр Иванович Навроцкий — работал там на предприятиях сахарной промышленности, а в 1930 г. был переведен в Москву в Сахартрест на должность начальника отдела.

После окончания Брянского индустриального техникума в 1927 г. Георгий Александрович начинает работать конструктором на заводе "Красное Сормово" в Нижнем Новгороде. А через год переезжает в Москву и поступает на 1-й Государственный Автомобильный завод "АМО". Здесь Г. А. Навроцкий прошел путь от конструктора отдела главного механика инструментального цеха до инженера бюро подготовки нового производства. В январе 1935 г. за активную творческую работу на заводе Георгий Александрович в числе других победителей соцсоревнования был премирован легковым автомобилем "Форд-А". Разумеется, не новым, а прослужившим без малого пять лет в государственных гаражах. Все ударники, премированные автомобилями, 1-го Мая приняли участие в автомобильном пробеге Москва—Ярославль—Москва. Автопробег получился довольно тяжелым, но участники остались довольны хорошей его организацией и радушными приемами по пути следования.

Работая на заводе, Г.А. Навроцкий экстерном заканчивает Московский механический институт им. М. В. Ломоносова и получает квалификацию инженера-механика, что должно было обеспечить дальнейший его творческий рост и продвижение по службе на ЗИСе. Однако время было тревожное, и это не могло не сказаться на семье Навроцких, имеющей дворянские корни: в 1937 г. на Соловках расстрелян Александр Иванович, арестованный еще в 1933-м по ложному доносу (в 1953-м реабилитирован посмертно "за отсутствием в его действиях состава преступления"). Георгий Александрович же вновь на несколько лет оказался в Нижнем Новгороде: в должности начальника конструкторского бюро нового оборудования Горьковского автозавода, затем — начальника СКБ по проектированию новых агрегатов, зам. начальника отдела конвейеров... По возвращении в Москву работал начальником отдела кузнечно-прессовых автоматов в Центральном проектно-конструкторском бюро кузнечно-прессового машиностроения (ЦБКМ).

1941 год, идет война, и Г.А. Навроцкий командируется в город Арзамас и далее в Саров на машиностроительный завод для оказания помощи в наладке автоматических линий, а в марте 1942 г. — в Серпухов для восстановления разрушенного "Завода имени 8-летия Октября". В сентябре этого же года приказом по Главному управлению кузнечно-прессового машиностроения Навроцкого назначают заместителем директора и главным инженером завода. "...В первые дни пришлось замещать директора завода. Работы было очень много: я не только руководил проектированием специального оборудования, но и организовывал производство для штамповки деталей боеприпасов..." (из дневника Г.А.). В июне 1943 г. распоряжением ГУКМАШа Георгий Александрович переведен в Москву, где проектировал в ЦБКМ оборудование для производства боеприпасов и принимал участие в производстве плоских штыков в ЦНИИТМАШе.

На основе собранных материалов и опыта работы на производстве и в конструкторских бюро Георгий Александрович подготовил рукопись своей первой книги "Холодновысадочные автоматы", увидевшей свет в Свердловске в 1944 г. (в работе над ней большую помощь ему оказал доктор техн. наук, профессор МВТУ им. Н.Э. Баумана А.И. Зимин). Как отмечали многие производственники, книга эта способствовала развитию отечественного проектирования высокопроизводительных метизных автоматов. В ней были даны конструктивные характеристики и чертежи узлов отечественных холодновысадочных автоматов, а также кинематические и силовые расчеты деталей и механизмов.

Параллельно с научной деятельностью Георгий Александрович стремится преподавать. Так, еще в 1935-м он состоял на службе в МЭИ консультантом по дипломному проектированию, в 1936-м — внештатным преподавателем материаловедения в Институте повышения квалификации, в 1940-м — также внештатным преподавателем в Институте усовершенствования. В 1943 г. Г.А. Навроцкий начинает штатно работать старшим преподавателем в Московском механическом институте имени М.В. Ломоносова, а в 1945-м назначается заведующим кафедрой "Ковка и штамповка".

По результатам научно-исследовательских работ Георгий Александрович подготовил диссертацию по конструированию и исследованию холодновысадочных автоматов, и в 1946 г. успешно защитил ее в МВТУ имени Н.Э. Баумана. Тогда же он начал работать старшим научным сотрудником в научно-исследовательском секторе ЦБКМ. Одновременно он был принят по конкурсу на работу в Московский станкоинструментальный институт имени И.В. Сталина на кафедру "Оборудование и технология штамповочного производства" и через два года стал доцентом этой кафедры. Преподавая в институте, Г.А. Навроцкий выпускает вторую книгу — "Высадочные и обрезные автоматы", которая продолжила его научные разработки в области холодновысадочного оборудования.

В 1952—1954 гг. Георгий Александрович работает заместителем начальника технологического отдела Научно-исследовательского института химического машиностроения (НИИХИММАШ), читает лекции в ВЗМИ и по совместительству руководит лабораторией пластических деформаций во ВНИИинструмент.

В 1955 г. Г.А. Навроцкий приказом министра станкостроения и инструментальной промышленности назначается на должность заместителя директора по научной части организуемого Экспериментального научно-исследовательского института кузнечно-прессового машиностроения (ЭНИКМАШ) в Воронеже. Работая в этой должности и исполняя обязанности директора института, Георгий Александрович подбирает научно-технические кадры, участвует в строительстве цехов, научно-исследовательских лабораторий и жилья, разрабатывает научную тематику института и готовит кадры высшей квалификации. В 1956 г. по его инициативе и при непосредственном участии в городе Азове Ростовской области создается первое в СССР Специальное конструкторское бюро по проектированию холодновысадочных автоматов (СКБ-9) и строится завод по их изготовлению.

С марта 1958 г. в порядке перевода из ЭНИКМАШа Г.А. Навроцкий зачислен в штат ЦБКМ на должность начальника отдела агрегатных прессов, где под его непосредственным руководством проектируются и изготавливаются кузнечно-прессовые машины и холодновысадочные автоматы. В 1959—1960 гг. — работает главным специалистом Госкомитета Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению и курирует научно-техническое направление кузнечно-прессовых заводов страны.

Как видим, с самого начала трудовой деятельности Георгий Александрович оказался востребован как специалист, его постоянно направляли туда, где предстояло начинать большую и сложную работу в той области, которой он себя посвятил. А специалистом он был действительно уникальным: ведь холодной высадкой тогда кроме него еще не занимался практически никто, широко применялась лишь ковка, имеющая множество недостатков. Разумеется, новый вид обработки, открывавший новые технологические возможности не мог не привлечь к себе внимания производственников, и разработки Навроцкого, оказались, что называется "нарасхват"...

В сентябре 1960 г. Г.А. Навроцкий избирается на должность доцента кафедры "Машины и технология обработки металлов давлением" Московского автомеханического института (МАМИ). В 1965 г. он выпускает свою третью книгу — "Кузнечно-штамповочные автоматы", которая становится основным справочным материалом для инженеров, конструкторов, научных работников, работающих в области холодновысадочного оборудования, и студентов. В 1966 г. — защищает докторскую диссертацию и в 1967-м избирается профессором, а в 1977-м становится заведующим этой кафедрой и руководит ею до 1985 г.

Учебный процесс был для Георгия Александровича священнодействием. К каждой лекции он готовился очень тщательно: подбирал нужные схемы, готовил плакаты и слайды, рисовал диаграммы и графики. Для лучшего закрепления студентами пройденного материала он использовал даже экзамены и зачеты. Отрицательных оценок на экзаменах практически не ставил, а рекомендовал еще раз изучить материал, во всем разобраться и пересдать. Во время производственных практик часто выезжал на заводы и проводил консультации со студентами непосредственно на рабочих местах. Дипломные проекты, которыми руководил Георгий Александрович, всегда были реальными.

За время работы на кафедре Г.А. Навроцким подготовлено и выпущено много молодых специалистов; он был научным руководителем 27 кандидатов наук и провел более 20 официальных научных оппонирований по докторским диссертациям. Им написано более 150 печатных трудов, в том числе 21 монография, справочники и брошюры по технологии и оборудованию кузнечно-прессового производства, сделано большое число докладов на международных, всесоюзных, городских и вузовских научно-технических конференциях и симпозиумах. Указом Президиума Верховного Совета РСФСР от 16 октября 1981 г. Г.А. Навроцкому присвоено звание "Заслуженный деятель науки и техники РСФСР".

Наряду с педагогической и научно-исследовательской деятельностью Георгий Александрович проводил большую общественную работу: возглавлял Головной совет по технологии машиностроительных материалов Минвуза РСФСР и Ученый совет Музея кузнечной науки и техники, был членом комиссии Госкомитета по науке и технике Совета Министров СССР и Ученого совета МАМИ, долгие годы работал в составе редколлегии журнала "Кузнечно-штамповочное производство".

Что касается Ученого совета Музея кузнечной науки и техники, то Георгий Александрович практически создает его, подбирая в его члены активных ученых и специалистов, которым не безразлична судьба кузнечной отрасли. С большим интересом выступает перед молодыми кузнецами на фестивалях и кузнечных праздниках, сам часто ездит на различные научные конференции, посвященные истории развития и становления кузнечного дела, передает в музей уникальные экспонаты, научные книги.

Плодотворный научный и педагогический труд и активная общественная деятельность Навроцкого Г.А. были отмечены правительственными наградами — "За оборону Москвы", "За доблестный труд в Великой Отечественной войне 1941—1945 г.", "В память 800-летия Москвы", "За доблестный труд в ознаменование 100-летия со дня рождения В.И. Ленина", "30 лет Победы под Москвой", "30 лет Победы в Великой Отечественной войне 1941—1945 г.", "40 лет Победы в Великой Отечественной войне 1941—1945 г.", Почетной медалью Минвуза РСФСР, почетными грамотами Президиума Верховного Совета РСФСР, Минвузов СССР и РСФСР, Минстанкопрома, Всесоюзного общества "Знание" и др.

В 1993 г. Георгия Александровича не стало. Но остались его ученики и последователи; трое детей, избравших ту же специальность, семеро внуков, двенадцать правнуков и праправнучка... Остался огромный возделанный им "плодородный слой", на котором "произрастают" новые поколения ученых и практиков, решаются новые задачи, диктуемые стремительным двадцать первым веком.

Указатель статей, опубликованных в 2008 г.

№

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Аринин И.Н., Прохоров В.Н., Коновалов С.И. — Оценка эффективности работы производственных подразделений пассажирского АТП по нормативам времени простоя автобусов на ТО и ТР 5

Бочков Ю.В., Бочков В.Е., Щеголев Д.Л. — Инвестиционный лизинговый инструментарий в автомобилестроении и на рынке автомобилей 1

Бочков Ю.В., Бочков В.Е., Щеголев Д.Л. — Лизинг на российском автомобильном рынке 3

Горбунов С.В. — Промышленные предприятия как объект технологических инноваций 11

Даньшина В.А. — Некоторые аспекты производства экологически чистых АТС в России: ход на опережение 9

Дорошенко Р.О. — Бюджетные расходы на общественный транспорт как фактор экономической доступности транспортных услуг для населения 9

Евсеев П.П. — Еще один аналитический метод расчета путевого расхода топлива 2

Кисуленко Б.В. — Техническое регулирование в автомобилестроении: состояние и перспективы. 10

Кузнецов Е.С. — Затраты на приобретение и эксплуатацию автомобилей личного пользования 6

Кузнецов Е.С. — Социально-экономические аспекты автомобилизации в России 8

Кутенев В.Ф., Теренченко А.С. — Состояние и перспективы создания системы утилизации АТС в России . . . 10

Московкин В.В., Галевский Е.А., Вохминов Д.Е., Туровский Ф.В., Шкель А.С. — Траспортный налог враг природы, производства и потребителя АТС 12

Пашков В.И. — Автомобильная промышленность России в 2007 году 3

Пашков В.И. — Автомобилестроение России в первом полугодии 2008 г. 9

Рогожкина Н.В. — Система показателей, характеризующая управление сбытовыми запасами предприятия. . . 4

Рудакова О.В. — Универсальность и эффективность: российский опыт 5

Сапожников С.В. — Для повышения устойчивости городских транспортных систем 7

Сироткина А.В. — Технопарки как основа иннновационной деятельности отечественного предпринимательства 3

Тырин Е.А. — Бюджетирование как инструмент оперативного управления предприятием 6

Фасхиев Х.А., Крахмалева А.В., Валеев И.Д. — Выбор Парето-оптимальных параметров грузового автомобиля при его разработке 7

Фасхиев Х.А. — "Ворота конкурентоспособности" — новый аспект проектирования АТС 12

Хрусталева Н.А. — "Фольксваген" в Китае 7

Шакирова К.С. — Современный рынок легковых автомобилей в России. Состояние, проблемы и вероятные перспективы развития 2

Шмелев А.П., Гусев М.Г. — Промышленный маркетинг и кластеризация дилеров предприятия автомобилестроения. 1

Шмелев А.П. — Посредник — важнейшее звено в системе "производитель—потребитель автомобильной техники" 4

Шушкин М.А. — Технология стратегического анализа диверсифицированной автомобилестроительной фирмы 8

Эйдинов А.А., Дзоценидзе Т.Д., Загарин Д.А., Кабанин П.А. — Создание современной компонентной базы — основы развития транспортной инфраструктуры страны 11

АСМ — факты. 1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9,10, 11, 12

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Абрамов В.Н., Чистов М.П. — Перспективы создания боестойких шин для армейских АТС 8

Абрамов В.Н., Чистов М.П., Коньков М.Ю. — Безопасное колесо для ВАТ. 11

Агейкин Я.С., Вольская Н.С., Соловьев А.В., Чичекин И.В. — Дополнительный бесконтактный движитель как средство повышения проходимости колесной машины 2

Алиев А.Я., Фаталиев Н.Г. — Система охлаждения ДВС, оснащенная электроприводным насосом 7

Баженов С.П., Галкин А.В., Дедяев М.И. — Инерционный трансформатор крутящего момента для городского автобуса 9

Барский И.А., Вальехо Мальдонадо П.Р. — Повышение экономичности газового двигателя с искровым зажиганием на частичных нагрузках 9

Благонравов А.А., Ревняков Е.Н. — Механизмы свободного хода импульсных бесступенчатых передач 6

Блинов Е.И., Иванов С.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Энергетика колесных и гусеничных машин. 2

Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Торможение автомобиля 4

Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Управляемость колесной машины 6

Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Устойчивость колесной машины 8

Блинов Е.И. — Теория автомобиля: от статики к динамике. Проходимость колесной машины. 11

Бортников Л.Н., Русаков М.М. — Оценка экономических и экологических показателей поршневых ДВС с искровым зажиганием при их работе на смеси "бензин—водород" 2, 3

Бурлаченко О.В., Филатов Н.В. — Глушитель шума выпуска ДВС. Методика расчета 6

Варламов Д.О., Еременко В.Г. — Метод выравнивания заряда на аккумуляторных ячейках литий-ионной тяговой высоковольтной батареи 9

Галямов П.М., Ярусов А.Г. — Система управления тяговым электродвигателем, снижающая динамическую нагруженность трансмиссии троллейбуса. 5

Геращенко В.В., Яскевич М.Я., Геращенко А.В., Сафранков Е.Н., Кукишев А.В. — Интеллектуальная система регулирования угла опережения зажигания 6

Гируцкий О.И., Загарин Д.А., Берберя В.В., Кузнецов Н.С. — Городские автобусы: тенденции, состояние и перспективы развития 10

Гладов Г.И., Зайцев С.В. — Двухзвенные машины как средство повышения проходимости АТС. 6

№

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Для повышения точности оценки параметров системы поворота колес большегрузных автопоездов 12

Грабовский А.А. — ДВС с дискретным изменением мощности 2

Евграфов А.Н., Кутяев А.В. — Алгоритм формирования автомобильного кузова 5

Евграфов А.Н., Журов А.Б. — Навесные аэродинамические элементы как способ снижения расхода топлива автомобилем 11

Евсеев П.П. — Передаточное число коробки передач и расход топлива автомобилем 1

Ермаков Б.Е., Зайцев С.В. — Определение сил инерции Кориолиса, действующих на гусеницы амфибийных машин 7

Ипатов А.А., Дзоценидзе Т.Д., Минкин И.М., Пономарев А.К., Загарин Д.А. — Первый в мире типаж мобильных малогабаритных АТС для сельского хозяйства 10

Карунин М.А., Устименко В.С., Баранова Е.В. — Устройство, повышающее боковую устойчивость АТС. 5

Кисуленко Б.В., Бочаров А.В. — Интеллектуальные системы безопасности автомобилей 3

Комаров Ю.Я., Волчков В.М., Федотов В.Н., Лемешкин А.В. — Зависимость деформации кузова автомобиля при лобовом ударе от скорости движения и перекрытия системы "автомобиль—препятствие" 12

Коноплев В.Н. — Оценка качества автотранспортных средств по их энергетическим показателям 2

Корнеев Н.В. — Микропроцессорный блок управления и контроля движения автомобиля 8

Мальчук В.И., Ареф Абед Али — Система подачи топливных эмульсий в быстроходный дизель 1

Мамити Г.И., Льянов М.С., Плиев С.Х., Гагкуев А.Е. — Учет бокового увода при расчете критических скоростей колесных машин по заносу и опрокидыванию . . 6

Мамити Г.И., Льянов М.С. — Устойчивость трициклов по заносу и опрокидыванию 9

Мамити Г.И., Льянов М.С. — Устойчивость трициклов с наклоняющимся кузовом 12

Марков В.А., Девянин С.Н., Зенин А.А., Черных В.Н. — Метиловый эфир рапсового масла — новое топливо для отечественных автомобильных дизелей 4

Марков В.А., Полухин Е.Е. — Улучшение экологических показателей дизеля на переходных режимах его работы 8

Мартьянов А.П., Мартьянов С.А., Максимов И.В. — О потере несущей способности (устойчивости) цилиндрических составных пружин сжатия 11

Марчук А.П., Борисов Г.А., Рудомин Е.Н. — Шатун, повышающий надежность сопряжения "шейка коленчатого вала—нижняя кривошипная головка шатуна" . . . 4

Москвин Р.К. — Отечествнная автомобильная техника на "Автосалоне-2008", МИМС, "Интеравто" и "Московском автотранспортном форуме" 12

Морозов Е.В. — Комбинированный фильтроэлемент для полнопоточного фильтра очистки моторных масел . . . 3

Назаров А.Д. — Отклонения массогеометрических параметров деталей КШМ и ресурс рабочих поверхностей шатунных подшипников коленчатого вала ДВС 9

Нарбут А.Н., Иванов М.Ю. — Выбор оптимальной удельной мощности двигателя городского автобуса. . . 4

Науменко Б.С., Трегубов А.В. — Новая концепция управления движением транспортных машин как основа создания бортовых регуляторов скорости 7

№

Николаев Ю.И., Макарквич В.П., Брижанев В.М., Поплавский Д.Э., Грачук С.В. — Трансформируемые мосты 1

Николаев Ю.И., Гринюк В.С., Горейко В.Н., Ячник А.Н. — Двигатель—ГМП—ретардер. Опыт совместного охлаждения 4

Новиков В.В., Букаев С.О., Дьяков А.С. — Совместная работа воздушного демпфера и гидроамортизатора 1

Новоселов А.Л., Новоселова Н.Д., Горбачев А.В. — Твердые частицы в отработавших газах дизелей 1

Панчишный В.И. — Система нейтрализации отработавших газов автомобильных бензиновых двигателей . . . 10

Панчишный В.И. — Нейтрализаторы отработавших газов дизелей 11

Панчишный В.И. — Дизельные фильтры и фильтры-нейтрализаторы отработавших газов дизелей. 12

Патока В.Г., Макушин А.А., Юлдашев А.К. — Влияние неустановившейся нагрузки на показатели работы дизеля мобильной машины 6

Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Силин Е.Л. — Повышение динамических качеств дизеля изменением физико-химических свойств топлива 7

Петров А.П., Петров К.А. — Концепция моделирования условий обтекания автомобиля воздушным потоком . 2

Петров А.П., Петров К.А. — Зависимость C_x автомобиля от потока воздуха через систему охлаждения ДВС . . . 3

Плиев И.А., Московкин В.В. — Программа МВК: определение потребной мощности двигателя для полноприводного автомобиля 11

Подригало М.А., Подригало Н.М., Файст В.Л. — Мощность двигателя и КПД автомобиля при его разгоне (В порядке обсуждения) 8

Подригало М.А. — Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий 11

Романченко М.И. — О коэффициентах буксования и скольжения колеса 6

Семенов В.Г., Васильев И.П. — Показатели дизеля при его работе на биотопливах разных сортов 5

Сливинский Е.В., Зайцев А.А. — Устройство, исключающее складывание звеньев автопоезда при торможении 2

Сливинский Е.В., Зайцев А.А., Сливинская Т.Е. — Устройство для автоматической балансировки колес автомобилей 6

Сливинский Е.В., Зайцев А.А. — Устройство, предотвращающее виляние прицепа автотракторного поезда . . 9

Соковиков В.К. — Электрогидродинамический двигатель 5

Солоденков С.В., Горобцов А.С., Лютин К.И. — Математическая модель гидромеханической системы постоянной частоты вращения. 8

Тверсков Б.М. — Тяжелые автомобили-тягачи с двумя двигателями 1

Тер-Мкртичьян Г.Г. — Двигатели ВАЗ: современный технический уровень и перспективы развития за счет регулирования степени сжатия 10

Тимофеев И.А. — Порошковая магнитная система индукторного генератора. 1

Хадеев Р.Г. — Регулятор частоты вращения с преобразователем передаточного отношения 5

Ходес И.В. — Формирование управляемости при проектировании колесной машины 1

Ходес И.В., Бондаренко М.В. — Компьютерная поддержка активной безопасности автомобиля 7

№

Хорешок А.А., Стенин Д.В., Стенина Н.А. — Загрузка, производительность и ресурс несущей системы карьерного самосвала 3

Хорычев А.А. — Вариант модернизации классификации легковых автомобилей 5

Хрипач Н.А., Лежнев Л.Ю. — Водородная энергетика и транспорт 10

Шкрет Л.Я. — Топливная экономичность турбодизелей и как ее можно улучшить в эксплуатации 12

Шмелев А.П., Гусев М.Г. — О конкурентоспособности двигателей Ульяновского моторного завода 3

Шутов А.И., Загородний Н.А. — Аналитическое определение параметров качения автомобильного колеса . . . 2

Шухман С.Б., Плиев И.А., Маляревич В.Э. — Пути повышения экологических свойств многоосных полноприводных автомобилей, эксплуатирующихся в районах Крайнего Севера. 10

Яценко Н.Н., Никульников Э.Н., Балакина Е.В., Козлов Ю.Н. — Отрицательный развал задних колес и управляемость легкового автомобиля 10

Читатель предлагает

Егоров А.В. — Вода как средство повышения мощности турбокомпрессора на низких и средних частотах вращения коленчатого вала ДВС 1

Некрасов В.Г., Макаров А.Ф. — Азотные топлива как вариант водородной энергетики. 4

Рыбаков А.А. — Пневматический привод газораспределительного механизма ДВС 7

Терещук В.С. — Материаловедческие основы автомобиля на водородном топливе. 3

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Абрамов В.Н., Чистяков В.В. — Проблемы резинотехнических изделий для ВАТ 12

Бузин Ю.М. — Оценка эффективности функционирования АТС. 11

Бунаков Б.М., Первушин А.Н., Смирнов К.Ю. — Моторные автомобильные масла. Состояние и пути повышения их качества 10

Дмитриевский А.В. — Аномальные процессы сгорания в бензиновых двигателях 10

Жданович Ч.И., Геращенко В.В., Бурносенко А.А. — Стенд для диагностирования подвески АТС по ее статической характеристике 1

Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С. — Эффективность применения смесевых и биодизельных топлив в дизелях. 10

Звонов В.А., Макаров Н.А. — Активирование топлива внешними физическими воздействиями и его влияние на рабочий процесс ДВС 11

Иванов Ю.И. — Организация услуг в автосервисе и оценка их эффективности. 9

Исик Л.В. — Стратегическое логистическое управление — основа совершенствования организации городского пассажирского транспорта 9

Катаргин В.Н., Писарев И.С. — Ремонт агрегатов автомобилей управлением точностью размерных связей . . 3

Клюкин П.Н., Набоких В.А. — Оборудование для диагностирования электронных систем зажигания 7

Комаров В.В., Куклев Е.А. — Методические основы оценки безопасности автотранспортных средств с помощью моделей рисков "катастроф" 5

№

Красильников А.А., Самойлов А.Д., Семенов А.Г., Элизов А.Д. — Универсальный крепеж для защитных поддонов ДВС 7

Красилиников А.А., Самойлов А.Д., Семенов А.Г., Элизов А.Д. — Защитные поддоны, не снижающие уровень пассивной безопасности автомобилей 9

Кулаков А.Т., Макушин А.А. — Дифференциальный клапан масляного насоса и надежность дизелей КамАЗ . 2

Лыткин А.С., Бегак О.Ю. — Цетаноповышающие добавки для дизельного топлива 8

Малкин В.С., Епишкин В.Е. — Метод расчета численности технологического оборудования для СТОА 2

Малкин В.С., Епишкин В.Е. — Уточненный метод диагностирования автомобилей по комплексу взаимосвязанных параметров 6

Набоких В.А. — Поиск неисправностей электронных систем зажигания 6

Прохоров В.Н. — Автоматизированная система оперативного управления производственными процессами автобусного парка 1

Романченко М.И. — Энергетический коэффициент эффективности транспортного процесса 4

Рынкевич С.А. — Метод нейронечеткой идентификации технического состояния гидромеханических передач . 8

Савченко В.В., Свистун М.С., Сикорский В.В. — Система поддержания работоспособности водителя: результаты испытаний и экспериментальных исследований 1

Топалиди В.А. — Повышение эффективности эксплуатационного контроля тормозных свойств и систем АТС 3

Тюрин А.Н. — Для увеличения срока службы элементов КШМ 4

Шарипов М.С., Овчинников В.П., Еремин В.Н. — Водно-восковой защитный состав "Герон" 6

Шибаков В.Г., Панкратов Д.Л., Швеёв А.И., Астащенко Т.В. — Износ разжимного кулака и тормозные характеристики автомобиля 8

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Александров А.С., Александрова Н.П., Семенова Т.В. — О проектировании шероховатости дорожных покрытий и дождевой канализации по условиям безопасности движения 8

Алиев А.В., Саушин П.Н. — Подушки безопасности: вопросы баллистического проектирования 5

Баженов С.П., Дедяев М.И. — Работа ДВС городского автобуса, оснащенного автоматизированной коробкой передач 1

Балабин И.В. — Аналитический метод расчета спицевого колеса современного легкового автомобиля. 8

Баурова Н.И. — Углеродные волокна как тензодатчики для интеллектуальных материалов и конструкций . . . 9

Баурова Н.И. — Диагностирование напряженно-деформированного состояния деталей машин с помощью углеродных волокон 12

Бокуть В.В., Куновский Э.Б. — Позиционирование автомобиля на измерительном участке. 3

Волков В.И., Борисова Г.В., Маркелов И.А. — Нетрадиционные материалы для нового поколения фильтров очистки воздуха, масла и топлива 10

Виноградов В.М., Аббясов В.М. — Концентрация операций при зубообработке цилиндрических колес 12

Генералова А.А. — Монофрактальный анализ как инструмент оценки качества поверхностного слоя 9

№

Голубев Ю.А., Голубев С.А., Ахметшин А.М. — Моделирование термической нагруженности тормозного механизма . . . 12

Гончаров В.А. — Стенд для комплексных испытаний мототехники . . . 11

Держанский В.Б., Тараторкин И.А., Шеломков С.А. — Прогнозирование динамической нагруженности дотрансформаторной зоны ГМП . . . 11

Елхов П.Е., Аббясов В.М. — Процесс зубохонингования конических колес с круговым зубом . . . 2

Есеновский-Лашков Ю.К., Трикоз А.А. — Нанотехнологии в автомобильной промышленности . . . 10

Карманов К.Н. — Технологическая размерная цепь как инструмент повышения точности сборки центральной передачи троллейбуса . . . 5

Кисуленко Б.В., Бочаров А.В. — Оценка устойчивости и управляемости автомобилей: вклад России и перспективы реализации новых технологий . . . 1

Клубничкин Е.Е. — Конечно-элементное моделирование ходовой системы гусеничной лесозаготовительной машины . . . 11

Корнеев Н.В. — Алгоритм автоматизации балансирования гибких систем двигателя . . . 4

Кочетков А.В., Ермаков М.Л., Кокодева Н.Е., Аржанухина С.П. — ГОСТ на шероховатые поверхности нуждается в улучшении . . . 12

Крохотин Ю.М. — Выбор объема топливного аккумулятора . . . 6

Лаптев Б.Ф. — Теоретическая и фактическая грузовместимость транспортных средств . . . 4

Локтев Д.А. — Технологические аспекты механической обработки автомобильных деталей . . . 1

Макушин А.А., Кулаков А.Т., Кулаков О.А. — Технология и результаты экспериментальных исследований условий подачи масла к шатунным подшипникам дизелей КамАЗ . . . 4

Матлин М.М., Казанкина Е.Н. — Оперативное определение прочностных свойств деталей . . . 6

Михайлов В.А, Шершаков Н.А. — Комплексное применение программного обеспечения для построения систем автоматического управления современным технологическим оборудованием . . . 11

Назаров А.Д. — Расчет допустимых значений суммарной неуравновешенной массы . . . 3

Пастухов А.Г. — Усовершенствованные стенды для ресурсных испытаний карданных передач . . . 5

Патока В.Г., Макушин А.А., Юлдашев А.К. — Измерительный комплекс для исследований ДВС . . . 3

Полозов Ю.А., Грушовенко А.Е. — Маркирование в автомобильной промышленности: время диктует свои законы . . . 3

Семенов Н.В., Ролле В.Е., Семенов А.Г. — Расчетное исследование поперечных колебаний автомобиля . . . 7

Технология ремонта, восстановления и упрочнения деталей машин, механизмов, оборудования, инструмента и технологической оснастки", X Международная научно-практическая конференция . . . 6

Тольский В.Е., Воеводенко С.М., Горобцов А.С. — Современные методы проектирования автомобиля. Проблемы и пути их решения . . . 10

Трошин Ф.В. — Некоторые особенности применения щеток из полимерно-абразивного ворса . . . 8

№

Тюрин А.Н. — Суперфиниширование: баланс энергии взаимодействия инструмента и заготовки . . . 7

Устименко В.С., Поскачей А.П. — Проблемы современных методов испытаний автомобильной техники для оценки ее надежности . . . 9

Ходес И.В., Налимов В.А., Терехов Д.А. — Метод потребительской оценки управляемости АТС . . . 4

Храмцов С.П. — Измерительный комплекс для исследования работы пожарно-технического оборудования при подаче температурно-активированной воды . . . 7

Шибаков В.Г., Панкратов Д.Л., Швеёв А.И., Зиганшин Р.Ф. — Опыт применения пакета QForm 3D для моделирования формоизменения деталей автомобиля 2

Шмелев А.В., Ракицкий А.А. — Исследование асимметрии нагружения повреждающих циклов напряжений рам самосвалов . . . 2

ИНФОРМАЦИЯ

В Ассоциации автомобильных инженеров

Научно-практическая конференция-семинар "Требования Евро-4: применение в Российской Федерации и технологии обеспечения соответствия" . . . 6

Из истории отечественного автомобилестроения

Мазинг М.В. — Работы НАМИ по дизельной топливоподающей аппаратуре . . . 10

За рубежом

Гниненко А.В. — Германия: государственное регулирование конкурентоспособности национальной промышленности . . . 9

Гниненко А.В. — США: государственное регулирование конкурентоспособности продукции автомобильной промышленности . . . 11

Есеновский-Лашков Ю.К., Трикоз А.А. — Тренажеры, моделирующие управление автомобилем . . . 5

Мещерякова Е.В. — Альянс "Рено-Ниссан" . . . 8

Нырова Н.Н. — Китайский автопром: организация и проблемы . . . 2

Петров Р.Л. — Международная система и база данных автомобильных компонентов и материалов . . . 7

Производственная система "Тойоты" . . . 2, 4, 6

Топалиди В.А. — Модульный принцип формирования автопоездов для перевозок Европа—Азия . . . 6

Хрусталева Н.А. — Автомобильная промышленность Китая и ВТО . . . 3

Юбилеи

М.С. Высоцкому — 80 лет . . . 2

Э.Н. Никульникову — 70 лет . . . 3

И.В. Балабину — 75 лет . . . 11

Георгий Александрович Навроцкий. К 100-летию со дня рождения . . . 12

Вышли из печати

Коновалов В.В. — Рецензия на учебный комплекс Гниненко А.В. . . . 9

Набоких В.А. — "Автотракторное электрическое и электронное оборудование. Словарь-справочник" . . . 7

13 октября 2008 г. скоропостижно скончался "патриарх" отечественной автомобильной промышленности, один из давних авторов нашего журнала, член союза журналистов, участник 11 международных автомобильных ралли, председатель автомобильной секции Дома ученых РАН, действительный член Академии проблем качества РФ, кандидат технических наук, заведующий филиалом кафедры "Автомобильные и тракторые двигатели" МГТУ "МАМИ", ведущий сотрудник НАМИ Анатолий Валентинович Дмитриевский.

Анатолий Валентинович прошел большой жизненный путь: от слесаря-механика на военном заводе в годы Великой Отечественной войны до ведущего специалиста автомобилестроительной отрасли, спортсмена (в составе сборной команды СССР он в числе первых в 1960-е годы начал успешно покорять раллийные трассы Европы) и талантливого журналиста.

Работая в НАМИ, он принял активное участие в постановке на производство двигателей для автомобилей ВАЗ, в числе первых начал практические работы в области снижения токсичности автомобильных двигателей. Созданные под его руководством карбюраторы "Озон" с электронным управлением, которые представляют собой оригинальные технические решения, признаны во всем мире и запантетованы во многих странах.

Также в числе первых отечественных специалистов Анатолий Валентинович начал работы по использованию электронных систем управления двигателями; его личный вклад в в дело освоения производства систем впрыскивания бензина на отечественных автомобилях безусловен.

Научной общественности и "рядовым" читателям-автомобилистам хорошо известны многочисленные публикации А.В. Дмитриевского как в специальных, так и популярных изданиях. Анатолий Валентинович пользовался известностью и заслуженным авторитетом среди российских двигателистов.

Редакция журнала "Автомобильная промышленность", коллеги по работе, преподаватели и студенты МГТУ "МАМИ", работники автомобильной промышленности, автолюбители всегда будут помнить Анатолия Валентиновича Дмитриевского — человека, соединившего теорию с практикой в исследовании автомобильных двигателей.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х.А. — "Ворота конкурентоспособности" — новый аспект проектирования АТС 1

Московкин В.В., Галевский Е.А., Вохминов Д.Е., Туровский Ф.В., Шкель А.С. — Траспортный налог — враг природы, производства и потребителя АТС. 6

АСМ-факты 9

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Москвин Р.К. — Отечествнная автомобильная техника на "Автосалоне-2008", МИМС, "Интеравто" и "Московском автотранспортном форуме" 11

Шкрет Л.Я. — Топливная экономичность турбодизелей и как ее можно улучшить в эксплуатации. 12

Панчишный В.И. — Дизельные фильтры и фильтры-нейтрализаторы отработавших газов дизелей 15

Комаров Ю.Я., Волчков В.М., Федотов В.Н., Лемешкин А.В. — Зависимость деформации кузова автомобиля при лобовом ударе от скорости движения и перекрытия системы "автомобиль—препятствие" 18

Гладов Г.И., Пресняков Л.А. — Для повышения точности оценки параметров системы поворота колес большегрузных автопроездов 19

Мамити Г.И., Льянов М.С. — Устойчивость трициклов с наклоняющимся кузовом 22

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Абрамов В.Н., Чистяков В.В. — Проблемы резинотехнических изделий для ВАТ. 25

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Виноградов В.М., Аббясов В.М. — Концентрация операций при зубообработке цилиндрических колес 27

Баурова Н.И. — Диагностирование напряженно-деформированного состояния деталей машин с помощью углеродных волокон. 28

Голубев Ю.А., Голубев С.А., Ахметшин А.М. — Моделирование термической нагруженности тормозного механизма 30

Кочетков А.В., Ермаков М.Л., Кокодева Н.Е., Аржанухина С.П. — ГОСТ на шероховатые поверхности нуждается в улучшении 32

ИНФОРМАЦИЯ

Георгий Александрович Навроцкий. К 100-летию со дня рождения 34

* * *

Указатель статей, опубликованных в 2008 г. 36

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

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

Корректор Т.В. Пчелкина

Сдано в набор 1.09.2008. Подписано в печать 18.11.2008.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 7,40. Зак. 1205.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика"
142110, Московская обл., г. Подольск, ул. Кирова, 15

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Стромынский пер., 4
Телефон (499) 269-54-98, (915) 412-52-56
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.