

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 • 2009



При поддержке Северо-Западного
федерального округа Российской Федерации

14–17 апреля 2009 г.
Санкт-Петербург

**11-я Международная
научно-практическая конференция**

**«ТЕХНОЛОГИИ РЕМОНТА,
ВОССТАНОВЛЕНИЯ И УПРОЧНЕНИЯ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН,
МЕХАНИЗМОВ, ОБОРУДОВАНИЯ,
ИНСТРУМЕНТА И
ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ»**

Темы конференции:

- трение и износ, защита от коррозии, конструкционные, технологические и эксплуатационные методы обеспечения качества и повышения долговечности изделий
- технологии диагностики, дефектации, мойки, очистки, восстановления геометрии, упрочнения поверхности, обработки нанесенных покрытий, окраски и консервации

В рамках конференции пройдут:

- Школа-семинар «ВСЕ МЕТОДЫ ПОВЫШЕНИЯ СТОЙКОСТИ ИНСТРУМЕНТА, ШТАМПОВ ХОЛОДНОГО ДЕФОРМИРОВАНИЯ, ПРЕСС-ФОРМ И ДРУГОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ ОСНАСТКИ»
- Школа-семинар «НАПЛАВКА И НАПЫЛЕНИЕ – ВЫБОР ТЕХНОЛОГИИ, ОБОРУДОВАНИЯ И МАТЕРИАЛОВ»
- Школа-семинар «РЕМОНТ, ВОССТАНОВЛЕНИЕ, УПРОЧНЕНИЕ И КОНТРОЛЬ КАЧЕСТВА ЛИТЕЙНОЙ ОСНАСТКИ, КУЗНЕЧНО-ПРЕССОВОГО ИНСТРУМЕНТА И ШТАМПОВ»
- Школа-семинар «КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ И УЗЛОВ ТРЕНИЯ С ПОВЫШЕННОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТЬЮ И ИЗНОСОСТОЙКОСТЬЮ»

К началу конференции будет издан сборник докладов.
Познакомиться с темами докладов предыдущих конференций
Вы можете на сайте www.plasmacentre.ru в разделе «Конференции»

Организаторы:

- Санкт-Петербургский государственный политехнический университет
- НПФ «Плазмацентр»

Заявки на участие принимаются
по тел.: (812) 4452496, (901) 3043191
факс: (812) 4452496, (812) 5287484
e-mail: info@plasmacentre.ru

www.plasmacentre.ru/conf

Всероссийская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

На правах рекламы



НПФ Плазмацентр

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 2 • февраль • 2009



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113/.115

ОБЕСПЕЧЕНИЕ РЕСУРСАМИ — ЗАЛОГ УСПЕШНОГО РАЗВИТИЯ АВТОМОБИЛЕСТРОИТЕЛЬНОЙ ОТРАСЛИ

Д-р техн. наук Н.Т. КАТАНАЕВ, М.Н. СИМУТИНА, Д.И. КОЗЛОВ,
П.П. БАСАНЕЦ

МГТУ "МАМИ"

Автомобилестроительная отрасль — неотъемлемая часть экономики, и любые (негативные или благоприятные) отклонения в самой системе адекватно отражаются на автомобильной промышленности. Учитывая это, попытаемся установить, как влияет один из главных ресурсов — денежная масса — на экономику в целом и на автомобилестроение в частности. И начнем с

математического описания процесса формирования планового задания производства продукции с максимальной эффективностью.

Общая постановка модели оптимального выпуска продукции в больших масштабах потребления включает функцию цели $F(x)$ — максимум прибыли от реализации произведенного товара (формула № 1 в таблице). Причем, при ограничениях на различные виды ресурсов (формула № 2) и условии, что $x_i \geq 0$.

Таким образом, решение задачи сводится к поиску оптимальных значений видов продуктов (x'_1, x'_2, \dots, x'_n), при которых функционал $F(x)$ принимает максимальное значение. Причем, оно должно быть найдено в области допустимых значений видов ресурсов (в допустимом множестве) и при неотрицательных значениях переменных (виды продуктов $x_i \geq 0$).

№ формулы	Формула	Примечания
1	$F(x) = \sum_{i=1}^n c_i x_i \rightarrow \max$	n — число выпускаемых предприятием продуктов; c_i — стоимость i -го продукта; x_i — i -й его вид
2	$\sum_{i=1}^n a_{ij} x_i \leq W_j$	W_j — ресурс сырья j -го вида; $j = 1, 2, \dots, m$; a_{ij} — расход сырья j -го вида на единицу продукта i -го вида
3	$K_{p1}^{t''} \leq 1, K_p^x = \min_{i \in I}$	—
4	$W_m = \frac{M_2}{\text{ВВП}}$	—
5	$W_m \equiv M_2$	—
6	$U(t) = U_0 + U_1 (\exp^{\frac{t}{T_1}} - 1)$	$t_0 \leq t \leq t_{kp}$; t_0 — начальное время; t — текущее время; U_0 — значение инфляции, соответствующее начальному условию; U_1 — ее значение в начале исследования; T_1 — постоянная, характеризующая темп роста инфляции (для исследуемого периода $T_1 = 0,3834$ года)
7	$U(t) = U_{kp} \exp^{\frac{-(t-t_{kp})}{T_2}} + U_d \sin \omega (t - t_{kp})$	$U_{kp} = 2508,8\%$ — значение инфляции в критическом 1992 г.; T_2 — постоянная, характеризующая процесс спада инфляции (для исследуемого периода $T_2 = 1,25$ года); $\omega = 2,09 \text{ год}^{-1}$ — частота изменения инфляции
8	$W_m^k = W_m^0 + W_m^0 \left(\exp^{\frac{-U}{T_1}} - 1 \right)$	$W_m^k = 0,125$ — значение W_m в период наивысшего падения экономики; $W_m^0 = 0,7$ — значение W_m в 1990 г., $T_1 = 150$ лет

В качестве функционала в модели может выступать валовой продукт (автомобили), а в ограничительную часть могут быть включены любые виды ресурсов — материальные, денежные, энергетические, трудовые и др. Но эти переменные в различных моделях межотраслевых балансов при плановой экономике отсутствовали: государство гарантировало полное обеспечение ресурсами. То есть, если ввести коэффициент K_p ресурсообеспеченности (отношение имеющегося в наличии ресурса к технологически необходимому для функционирования производственного цикла), то во времена СССР K_p был равен единице, и эти входы в математических моделях не несли информационную нагрузку, поэтому и отсутствовали в описаниях. Такое положение, естественно, упрощало построение автоматизированных систем плановых расчетов, поскольку функционирование комплекса балансовых расчетов начиналось с формирования нормативной базы расхода материальных и других ресурсов в основном производстве, капитальном строительстве и на ремонтно-эксплуатационные нужды. На основе этой базы выполнялись многовариантные расчеты по главным направлениям использования ресурсов в, а также министерствами, ведомствами и союзными республиками.

Однако в начале 1990-х годов ситуация изменилась. В частности, у предприятий резко снизились финансовые ресурсы, энергоресурсы и т. д. То есть коэффициент K_p по многим из ресурсов у них стал меньше единицы. И совершенно очевидно, что, например, если производство обеспечено материальными ресурсами на 50 % ($K_p^M = 0,5$), то выпуск валового продукта не может превысить 50 % от того, который был бы при $K_p^M = 1$. Причем определяющим в этой ситуации является самый минимальный из всех i действующих на процесс ресурсов коэффициентов K_p ресурсообеспеченности (формула № 3). Отсюда необходимость поиска этого $K_{p\min}$ (наиболее слабого звена в производственном процессе) с тем, чтобы его увеличить, следовательно, повысить и выпуск валового продукта.

Такая работа выполнена, и оказалось, что это звено — обеспечение экономики (и предприятий автомобильного строения, естественно) денежной массой M_2 , особенно оборотной его части, включает наличные деньги, банковские счета до востребования, срочные счета.

В качестве основного макроэкономического показателя W_m обычно используют отношение M_2 к валовому внутреннему продукту (формула № 4). Именно оно с учетом скорости оборота капитала и служит показателем обеспеченности денежной массой.

Таким образом денежный ресурс отождествляется с денежной массой M_2 (формула № 5).

Развал плановой экономики привел к нарушению межреспубликанских, межотраслевых и межпроизводственных связей. Резко сократился выпуск товаров, что привело к многократному увеличению цен. Снизилась покупательная способность денег. Все это усугубило экономическое положение в России, и к моменту начала рыночной трансформации экономики в 1992 г. гиперинфляция перешла в гиперинфляцию и достигла уровня 2508,8 %. Причем, процесс роста инфляции до 1992 г. имел расходящийся апериодический характер, свойственный неустойчивым системам.

Описание развития инфляции может быть представлено двумя дифференциальными уравнениями первого порядка, одно из которых описывает процесс в интервале $t_0 \leq t \leq t_{kp}$, а второе — в интервале $t_{kp} < t < \infty$ (t_{kp} — время, соответствующее критическому состоянию экономики, т. е. в 1992 г.). Решения этих уравнений представлены соответственно в виде формул № 6 и 7.

Инфляция в период кризиса становится доминирующим фактором, влияющим на величину денежной массы. Функционально это влияние идентифицируется формулой № 8.

Графическое изображение решения данного уравнения приведено на рис. 1. Как из него видно, обеспечение денежной массой с ростом инфляции резко падало и, достигнув предельно минимального значения (0,125), практически сохранило его при инфляции, равной 2508,8 %.

Причем, именно в переходном периоде (1990-е годы) произошло снижение параметра W_m более чем в 5 раз — с 0,7 до 0,125, что неминуемо повлекло за собой падение производства продукции автомобильной промышленности (рис. 2).

Сейчас особое беспокойство вызывает вызванное кризисом 1990-х годов состояние того сектора автомобильной промышленности, который занимается выпуском грузовых автомобилей: если производство легковых за счет достаточно высокого спроса еще сохраняется на относительно удовлетворительном уровне, то положительная динамика производства грузовых наметилась лишь в последние годы, но абсолютный уровень производства по-прежнему невысок. Причем, ясно, что спрос на легковые автомобили в большей степени обеспечивается индивидуальными потребите-

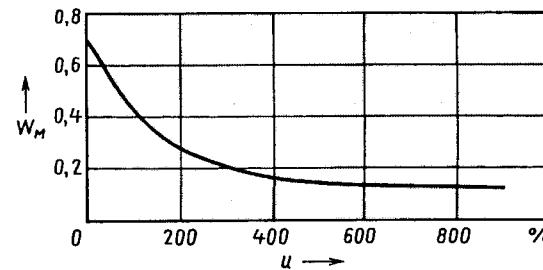


Рис. 1. Зависимость обеспечения денежной массой от инфляции

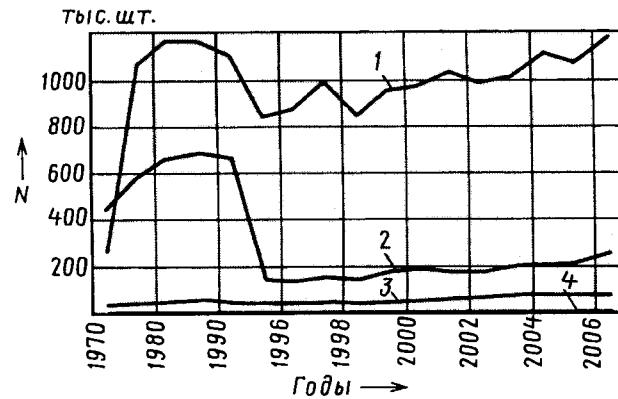


Рис. 2. Производство автомобильной техники в период 1970–2006 гг.:

1 — легковые автомобили; 2 — грузовые автомобили; 3 — автобусы; 4 — троллейбусы

лями, покупательная способность которых во многом инициируется за счет экспорта энергоресурсов и природных богатств страны. Потребителями же грузовых автомобилей являются преимущественно сегменты экономики — такие, как промышленность, сельское хозяйство и другие изготовители продукции. И сложившаяся здесь ситуация объясняется органической нехваткой денежной массы, что снижает платежеспособность товаропроизводящих предприятий.

Какова же в этом случае перспектива развития выпуска грузовых автомобилей, а соответственно, и нашей промышленности в целом? Чтобы ответить на этот вопрос, исследовали зависимость объема N выпуска грузовых автомобилей от отношения оборотной денежной массы M_2 к ВВП за период 1965—2006 гг. Результаты этого исследования приведены на рис. 3, на котором показаны зависимости $N = f(M_2/\text{ВВП})$ в условиях плановой (кривая 1) и рыночной (кривая 2) экономик.

Как видим, характер изменения кривой 1 близок к экспоненциальному закону. Причем в области малых значений отношения $M_2/\text{ВВП}$ интенсивность роста производства грузовых автомобилей высокая, но по мере его увеличения рост хотя и продолжается, однако с меньшей интенсивностью, а при значениях $M_2/\text{ВВП} = 0,6 \div 0,7$ кривая вступает в зону насыщения и рост производства прекращается. Начиная же с точки A , наступает резкий спад объема выпуска автомобилей по кривой 2. Эта фаза связана с переходным периодом в экономике, относящимся к началу 1990-х годов, что сопровождалось разрушением структурных межреспубликанских, межотраслевых и межпроизводственных связей. А когда наладились новые структурные связи, параметр $M_2/\text{ВВП}$ упал до значения, равного $\sim 0,35$ (точка B). В связи с этим логично предположить, что в случае отсутствия процессов разрушения межотраслевых и межпроизводственных связей кривая 2 в зоне изменений $(0,35 \div 0,7)$ могла бы пройти по траектории, близкой к кривой 1.

После точки B падение производства продолжалось вследствие снижения параметра $M_2/\text{ВВП}$ до уровня, равного $\sim 0,125$. А между точками B и C кривые 1 и 2 почти слились. Это подтверждает тот факт, что объем выпуска автомобилей в основном зависит от финансового показателя $M_2/\text{ВВП}$.

Рис. 3 можно использовать и в прогнозных исследованиях. Если требуется увеличить производство грузовых автомобилей, например, до 0,6 млн шт., то параметр $M_2/\text{ВВП}$ придется повысить до 0,4—0,5.

В настоящее время этот показатель находится на уровне 0,2—0,25. Отсюда нетрудно понять причину застоя в грузовом автомобилестроении и получить ответ на поставленный выше вопрос: чтобы выйти из застоя, нужно увеличить денежную массу. (Сейчас она примерно вдвое ниже необходимой.) Однако здесь есть одно "но": простое увеличение денежной массы приведет лишь к очередному витку инфляции. Ведь она развивается преимущественно в том случае, когда нет роста ВВП. В связи с чем увеличение денежной массы должно адекватно соответствовать росту ВВП, а эта проблема успешно может решаться при условии роста платежеспособного спроса на автомобильную технику со стороны всех потребителей и в первую очередь — со

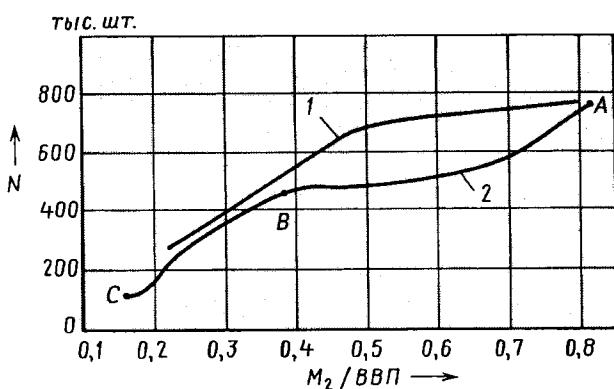


Рис. 3. Влияние параметра $M_2/\text{ВВП}$ на производство грузовых автомобилей при плановой (1) и рыночной (2) экономиках

стороны сельскохозяйственного и промышленного сегментов экономики.

Просматривается логическая цепочка: автомобилестроительные предприятия не могут работать на полную мощность из-за недостатка оборотных средств; оборотных средств недостаточно из-за низкого платежеспособного спроса со стороны целого ряда сегментов экономики; последний фактор, в свою очередь, возникает из-за неэффективной экономической политики правительства, которое, с одной стороны, боится, что увеличение денежной массы приведет к росту инфляции, а с другой — в какой-то степени потеряло "бразды правления" вследствие проведенной "дикой" приватизации. Фактически правительство искусственно сдерживает спрос (по крайней мере, до недавнего времени), превращая нашу страну в сырьевую придаток экономически развитых стран.

Сейчас необходима государственная поддержка (щадящая налоговая политика, госзаказы, госдотации и др.) таких ключевых сегментов экономики, как, например, сельское хозяйство, промышленность и др. Именно их необходимо реанимировать, чтобы заработала вся замкнутая цепь производственно-финансовых звеньев, представляющих собой единую систему под названием "экономика".

Кстати, об этом еще 30 июня 2005 г. в комитете Государственной Думы по промышленности, строительству и наукоемким технологиям при участии "Союзагромаш" на заседании круглого стола "Законодательное обеспечение развития сельскохозяйственного и тракторного машиностроения" было заявлено следующее.

1. Отрасль тракторного и сельскохозяйственного машиностроения России более 10 лет находится в глубоком кризисе. В прошлом одна из ведущих в машиностроении она в последние годы загружена всего лишь на 5—10 %. Вследствие низкой загрузки производственных мощностей финансовое положение предприятий отрасли в течение ряда лет остается тяжелым. Оно характеризуется острый дефицитом оборотных средств...

2. Главной причиной является обвальный спад платежеспособности сельскохозяйственных предприятий, начавшийся в 1992—1993 гг. и не преодоленный до сих пор...

3. Выход тракторного и сельскохозяйственного машиностроения России из кризиса и модернизация отрасли осуществимы только в случае повышения инве-

стиционной привлекательности предприятий... и соответствующей государственной поддержки.

Реализация государственных мер по созданию условий для развития сельскохозяйственного машиностроения должна быть направлена на решение двух основных задач — повышение платежеспособного спроса на сельскохозяйственную технику как первоосновы значительного роста ее внутреннего рынка и создание необходимых условий для повышения конкурентоспособности...

Приведенные аргументы, сформулированные на заседании круглого стола, подтверждают основные теоретические выводы данной статьи.

Кроме того, следует учесть, что в условиях низкого платежеспособного спроса со стороны потребляющих их продукцию сегментов экономики инвестирование в

автомобилестроительные предприятия малоэффективно, так как дополнительно выпущенную продукцию некому покупать. Ведь целые регионы и отрасли оказались неплатежеспособными. Но если эта проблема будет решена, то заработает вся замкнутая цепочка, и инвестирование в автомобилестроительные предприятия принесет свои плоды.

Таким образом, путь восстановления отечественной автомобильной промышленности очевиден, не очевидна лишь воля правительства к решению этой проблемы. По-прежнему гибнут промышленные предприятия, рушатся транспортные артерии, и все это происходит на фоне накопленного огромного финансового капитала, активно не работающего, к сожалению, на отечественную экономику.

УДК 629.113/.115.339.133.46

РОССИЙСКИЙ РЫНОК АВТОКОМПОНЕНТОВ. СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Э.Г. ШАРЯН

МГТУ "МАМИ"

В России, как в свое время в Китае и в некоторых других странах, довольно бурно стали развиваться автосборочные производства. Особенно — сборка зарубежных легковых автомобилей. По замыслу (см. "Концепция развития автомобильной промышленности России"), этот процесс должен был сопровождаться хотя и постепенным, но достаточно интенсивным развитием производства компонентов, из которых собирают автомобили (каждый автомобиль состоит из ~800 узлов и 10 тыс. деталей). И в соглашениях о строительстве сборочных автозаводов это обстоятельство четко оговорено: через определенное время локализация автокомпонентов должна достичь 50—60 % их общего количества. Однако анализ показывает, что это требование ни одна из зарубежных фирм фактически не выполняет. Даже те из них, что работают в нашей стране уже не один год. Достаточно сказать, что уровень локализации в настоящее время не превышает 10 %. В связи с чем возникает естественный вопрос: почему?

Причин тому несколько. И первая из них состоит в том, что крупные отраслевые "игроки", традиционно поставляющие свою продукцию мировым автомобилестроительным концернам, обычно решаются на создание нового завода по производству автокомпонентов только после того, как выпуск автомобилей в той или иной стране достигает определенного уровня. Например, считается, что при выпуске 25 тыс. автомобилей в год на месте целесообразно (рентабельно) производить лишь подголовники сидений; при 40 тыс. шт. к ним добавляются сами сиденья; при 80 тыс. — системы выпуска отработавших газов; при 100 тыс. — бамперы; при 150 тыс. — механические коробки передач и системы рулевого управления; при 200 тыс. — системы впрыскивания топлива и ремни безопасности; при 250 тыс. — поршневые кольца для ДВС; при 400 тыс. — радиаторы системы охлаждения; при 500 тыс. — сцепление и другие сложные изделия. Мощности же ны-

неших сборочных производств, организуемых в России, как правило, составляют 30—100 тыс. шт. (да и то в перспективе). Так что зарубежные автомобилестроители в обозримом будущем не смогут (даже предположив, что они "горят" желанием выполнить условия соглашений) выйти на высокий уровень локализации изготовления автокомпонентов. Ведь они не гуманисты, а бизнесмены, работающие ради прибыли.

Конечно, есть и второй путь решения проблемы. Это сотрудничество с российскими предприятиями, специализирующимися на выпуске автокомпонентов. Тем более что таких предприятий у нас много — около 600. Правда, чисто автокомпонентами из них занимаются только ~200, а для остальных они лишь одно из направлений бизнеса. Однако даже с этими 200 зарубежные фирмы на сотрудничество идут крайне неохотно. И причина здесь одна — удручающее низкое качество изделий, выпускаемых даже специализированными отечественными заводами. Об этом говорит такой показатель, как число рекламаций на 1 тыс. выпущенных автомобилей: в странах Западной Европы он равен 0,002, а в России — 0,6. То есть в 300 раз выше. Причем только 15 % рекламаций — результат нарушения (или несовершенства) технологий сборки автомобилей, а 85 — именно качества комплектующих. Значит, чтобы начать работу с нашими изготовителями комплектующих, зарубежным сборщикам автомобилей нужно фактически переоснащать российские автозаводы, в том числе передавать им свои "ноу-хау", а также переучивать их персонал.

Такое решение сборщики вряд ли примут. Еще не ясно, что обойдется дороже: реализация этого решения или строительство новых заводов по изготовлению автокомпонентов.

Как видим, проблема тупиковая. И решать ее нужно, как считают многие специалисты, путем покупки лицензий на производство современных автокомпонентов у зарубежных правообладателей, а также создания альянсов или размещения подразделений зарубежных производителей на территории России.

Предложения логичные. Однако реализуются они медленно. Например, общий объем первичного российского рынка автокомпонентов составил 9,1 млрд амер. долл. Из них российские производители выпустили продукции лишь на 2,5 млрд, что чуть больше трети

этого рынка. Но почти в 1,5 раза больше, на 3,6 млрд долл., было ввезено собранных узлов и агрегатов из-за рубежа. Причем их использовали не только зарубежные сборщики автомобилей, но и ГАЗ, ВАЗ и другие автозаводы.

Вместе с тем нельзя не признать, что организация сборочных автомобильных производств дала и определенный положительный эффект. В частности, возникшая при этом конкуренция заставила отечественных производителей автокомпонентов объединять свои усилия, внедрять современные технологии и изделия. Например, значительную долю рынка комплектующих изделий в настоящее время уже заняла группа СОК. Она выпускает вполне конкурентоспособные тормозные системы, радиаторы, шаровые опоры, системы отопления и вентиляции, изделия механической группы, светотехнику и т. д. Достаточно сказать, что в ее состав вошли такие известные заводы, как "ОСВАР", "Автосвет", Димитровградский светотехники, "Счетмаш", а также заводы по производству амортизаторов и нормалей. Группа компаний "ТАДЭМ" контролирует такие ведущие предприятия, выпускающие резинотехнические изделия, генераторы, стартеры и другое электрооборудование, как "Балановорезинотехника", "Волжскрезинотехника", "ЗаТ", Московский завод автотракторного электрооборудования. Начала работать многопрофильная группа "Автокомпоненты" (принадлежит Рособоронэкспорту), в которую входят четыре завода — поставщики автокомплектующих на ВАЗ, в том числе частные предприятия "Автоком", "Криста" и "Прамо". Очень грамотно для рыночных условий организован выпуск шин (холдинги "Сибур и русские шины", "Амтел Фридэнштайн"), аккумуляторных батарей (группа "Русские аккумуляторы"), масля-

ных фильтров (группа "Эдельвейс") и подшипников ("Европейская подшипниковая компания").

Такая тенденция, по понятным причинам, не осталась без внимания зарубежных изготовителей автомобильных компонентов. С одной стороны, им не хочется тратить финансовые средства, а с другой — потерять практически неисчерпаемый собственно российский рынок, а также рынок, связанный со сборочными производствами. Вот почему они используют все возможности, чтобы сохранить свое влияние (а может быть, даже господство) на этом рынке. Например, сейчас они очень настойчиво предлагают свою продукцию ВАЗу и ГАЗу, причем по ценам, которые ниже цен при прямых закупках комплектующих за рубежом. При этом они, разумеется, учитывают, что, став монопольным поставщиком какого-либо изделия, устанавливаемого на автомобиле российского производства, они тем самым становятся законодателями цен в данной области. Со всеми вытекающими отсюда последствиями. И их, в общем-то, не волнуют проблемы национальные. Скажем, то, что сборщики зарубежных предприятий или СП — граждане их страны. Главное для них: если выпуск собираемых автомобилей меньше 100 тыс. в год, размещать свое производство рядом со сборочным заводом нерентабельно.

Таким образом, назвать систему выпуска комплектующих, предназначенных для российских автозаводов, будь то заводы, существующие десятки лет или созданные в последние годы, сложившейся нельзя. Она только формируется. Причем есть все основания надеяться, что отечественные предприятия успеют все-таки перестроить свою работу и занять, вследствие этого, доминирующие позиции на рынке автокомпонентов, а зарубежные же сборщики, безусловно, резко снизят объемы услуг зарубежных поставщиков.



-факты

В Коломне (Московская обл.) состоялся 1-й Автотранспортный Фестиваль "Мир автобусов", посвященный широчайшему спектру вопросов, связанных с техникой для транспорта общего пользования и организацией автобусных перевозок. Организаторы фестиваля — ГУП МО "Мострансавто" и Транспортная система "Маршрут", при поддержке министерства транспорта Московской области.

Фестиваль проходил на базе "Межрайонного автотранспортного предприятия № 2 Автокононна 1417" — одного из крупнейших подразделений холдинга ГУП МО "Мострансавто". Автобусы этого предприятия выполняют пассажирские перевозки по 123 маршрутам юго-востока Московской области, а также экскурсионные туры в Сочи, Анапу и Финляндию. Автокононна 1417 — официальный сервисный партнер компаний МАН, "Сетра", "Мерседес" и "Русские автобусы". Также здесь наложено собственное производство маршрутных микроавтобусов повышенной комфортности на базе фургонов "Мерседес Спринтер".

Главная цель, поставленная организаторами фестиваля "Мир автобусов", — собрать для обсуждения наболевших вопросов, обмена опытом и просто для дружеского общения на основе общего профессионального интереса всех специалистов "автобусников", в самом широком смысле этого слова. В нем приняли участие

ведущие российские и зарубежные изготовители автобусной техники, профессионалы пассажирских перевозок, представители компаний, специализирующихся на обеспечении процесса автобусных перевозок, обслуживания автобусов, поставке запасных частей, комплектующих, шин и смазочных материалов.

В рамках фестиваля прошли выставки: "Маршрутные и туристические автобусы и микроавтобусы"; "Сервис, оснащение и дополнительное оборудование для автобусов"; "Информационные технологии в автобусных перевозках"; состоялись конференции "Современный автобус — инструмент повышения эффективности и безопасности транспортной услуги", круглые столы "Современные информационные технологии на пассажирском транспорте", "Технический сервис автобусов" и "Обеспечение безопасной перевозки пассажиров автобусами", а также пресс-конференции и презентации ряда фирм.

На открытой площадке Автокононны 1417 крупнейшие автопроизводители мира показали свои новые модели, многие из которых на дорогах России оказались впервые: туристический автобус "Неоплан Ситилайнер", сочененный низкопольный автобус "Вольво 7700A", межгородний автобус МАН "Леонс Реджио", пятнадцатиметровый автобус "Сетра S-419 GT-HD". Гостям и представителям прессы была предоставлена уникальная возможность принять участие в тест-драйвах новых моделей автобусов в качестве пассажиров.

Основные мероприятия "Мира автобусов" прошли в конце ноября 2008 г., однако сам фестиваль на этом не закончился. Так, в декабре состоялись награждение победителей фестиваля, пресс-конференция с победителями и

организаторами, 1-я конкурсная продажа автобусов и презентация новой безналичной системы оплаты проезда и учета пассажиров льготных категорий "Маршрут". А завершился фестиваль лишь в январе 2009 г. презентацией и торжественным и выпуском в первый рейс нового междугороднего автобуса "Вперед, Россия!"

Во время показа автомобильной техники "Группы ГАЗ" высшему командованию Министерства обороны России военным был проявлен повышенный интерес к новому автобусу малого класса "Реал" совместного производства "Русских автобусов" и бразильской компании "МаркоПоло". В результате на одну из центральных автомобильных баз МО РФ такой автобус был передан в опытную эксплуатацию (на шесть месяцев). По ее итогам будет решаться вопрос о принятии модели к ГосОборонЗаказу.

На сегодняшний день компания "Русские Автобусы — Группа ГАЗ" совместно с Министерством обороны ведет активное сотрудничество по перспективным автобусам для армии. Так, ранее эксплуатационные испытания проходил автобус малого класса ПАЗ-3204, получивший высокие оценки эксплуатационных характеристик и качества изготовления.

Новые автобусы малого класса производимые заводами компании «Русские Автобусы — Группа ГАЗ» наиболее привлекательны для МО РФ с точки зрения ремонтопригодности, надежности, ресурса кузова, а также доступности запасных частей и СТО, расположенных на всей территории РФ.

(По информации пресс-службы Группы «ГАЗ»)



КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.43

ДВС, ДАЮЩИЙ ВОЗМОЖНОСТЬ РЕКУПЕРАЦИИ ЭНЕРГИИ ТОРМОЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ

Канд. техн. наук А.В. ЕГОРОВ, В.Н. СЕРГЕЕВ,
К.Н. СЕРГЕЕВ, И.А. КУДРЯВЦЕВ

Марийский ГТУ, ООО "АВВИ"

Под комбинированными или энергетическими гибридными установками АТС понимаются установки, включающие, как правило, ДВС, дифференциальный механизм, электрические генератор и двигатель большой мощности, а также аккумулятор электрической энергии высокой емкости. Наибольшего прогресса в создании и освоении производства АТС с такими установками к настоящему времени добились японская фирма "Тойота" и ее подразделение, выпускающее автомобили "Лексус" представительского класса. Например, легковой автомобиль "Тойота Приус", оснащенный ДВС рабочим объемом 1498 см³ (мощность 42,6 кВт, или 58 л. с., при 4000 мин⁻¹) и тяговым электродвигателем переменного тока мощностью 30 кВт при 940—2000 мин⁻¹, расходует всего 3,6 л/100 км топлива — более чем в 2 раза меньше расхода аналогичным автомобилем с традиционным ДВС той же мощности. Однако ДВС с такой КЭУ работает только в режиме двигателя, хотя любая поршневая машина может работать в режимах двигателя, и генератора (компрессора); имеет в своем составе электрические составляющие — тяговый электродвигатель, электрический генератор, аккумулятор большой емкости, что значительно увеличивает ее массогабаритные показатели; ее аккумулятор требует периодической замены в процессе эксплуатации, так как применяет для своей работы специальные рабочие тела. Поэтому создание силовой установки с удельными эксплуатационными параметрами на уровне данной КЭУ, но без названных выше недостатков уже стало необходимостью.

И пути решения задачи очевидны. Это разработка силовой установки, поршневая часть которой может работать в режиме ДВС и в режиме компрессора: использование воздуха в качестве рабочего тела аккумулятора. Проект именно такой КЭУ авторы и предлагают вниманию читателей.

На обычных (без торможения) режимах данная силовая установка работает так же, как и силовая установка традиционного автомобиля: мощность, вырабатываемая ДВС, через трансмиссию подается на ведущие колеса. Поэтому говорить о каком-то повышении топливной экономичности здесь, очевидно, не приходится. Однако картина резко меняется при торможениях. На этих режимах начинают работать специаль-

ные устройства, введенные в ДВС, которые, соответственно, и превращают его в КЭУ.

Всем известен режим торможения двигателем, при котором двигатель после прекращения подачи в него топлива остается соединенным с трансмиссией. Благодаря чему уже не он отдает энергию автомобилю, а сам потребляет кинетическую энергию автомобиля. Его механические сопротивления, в том числе и гидравлические на тактах сжатия, работают на торможение автомобиля. При этом сжатый в цилиндре воздух на такте "рабочий ход" снижает тормозной эффект, обусловленный тактом сжатия.

Авторы решили скорректировать данное положение, применив систему каналов, которая на режиме торможения двигателем воздух, сжатый в цилиндре, направляет в специальный резервуар-аккумулятор, а затем, при переходе двигателя на "нормальную" работу, подает его в надпоршневое пространство. В результате наполненная в аккумуляторе потенциальная энергия превращается в кинетическую энергию вращения коленчатого вала со всеми выходящими отсюда последствиями для топливной экономичности автомобиля.

Схема предлагаемой КЭУ приведена на рисунке. На режиме торможения работает она следующим образом. Клапан 3 впускного канала ДВС открыт, клапан 12 выпускного канала закрыт; клапаны 1 и 14 соответственно выпускного и выпускного каналов резервуара-аккумулятора закрыты. Крутящий момент от ведущих колес 18 через ведущий мост 17, агрегаты трансмиссии 13 подводятся к коленчатому валу 8 и через шатун 7 заставляют поршень 6 двигаться к ВМТ и сжимать поступивший через выпускной клапан 5 в цилиндр воздух. Когда поршень проходит некоторое расстояние от НМТ к ВМТ, клапан 5 закрывается, а клапаны 10 и 14 открываются, и сжатый воздух попадает в резервуар. Когда же поршень приходит в ВМТ, клапаны 10 и 14 закрываются. Далее процессы всасывания, сжатия и выталкивания воздуха в резервуар повторяются вплоть до полной остановки автомобиля.

Как видим, кинетическая энергия автомобиля, действительно, превращается в потенциальную энергию сжатого воздуха, накопленного в аккумуляторе. И ее в дальнейшем можно использовать либо в качестве добавки к энергии топлива, либо, соответственно, без нее.

Например, после того, как с помощью агрегатов трансмиссии 13 коленчатый вал 8 ДВС связывается механически с ведущим мостом 17, клапан 4 выпускного канала закрывается, а клапан 1 выпускного канала открывается. Затем воздух из резервуара-аккумулятора через выпускной канал 2 последнего, клапан 1 и выпускной клапан 5 попадает в надпоршневое пространство, заставляя поршень перемещаться от ВМТ к НМТ, и в момент, когда поршень 6 переместился в район НМТ, выпускной клапан 5 закрывается, и в цилиндр поступает топливо. Когда поршень 6 находится вблизи

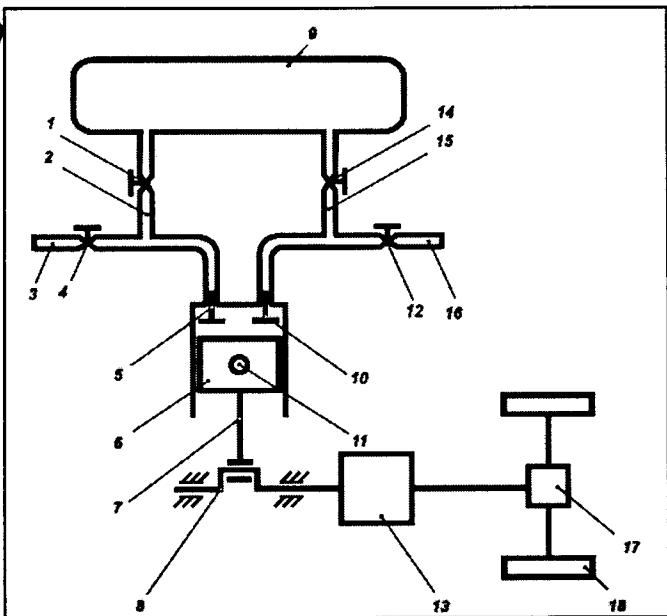


Схема КЭУ с регенерацией энергии торможения автомобиля:

1 — клапан выпускного канала резервуара; 2 — выпускной канал резервуара; 3 и 16 — впускной и выпускной каналы резервуара; 4 — клапан выпускного канала; 5 и 10 — выпускной и выпускной клапаны; 6 — поршень; 7 — шатун; 8 — коленчатый вал; 9 — резервуар-аккумулятор; 11 — поршневой палец; 12 — клапан выпускного канала; 13 — трансмиссия; 14 — клапан выпускного канала резервуара; 15 — выпускной канал резервуара; 17 — ведущий мост; 18 — ведущие колеса

ВМТ, топливовоздушная смесь воспламеняется и начинается рабочий такт. И далее процессы наполнения надпоршневого пространства, сжатия, горения, расширения и выпуска повторяются до тех пор, пока давление в резервуаре превышает атмосферное. И как только оно сравняется с атмосферным или станет ниже, клапан 1 выпускного канала резервуара закрывается, а клапан 5 выпускного канала открывается, и энергетическая установка начинает работать в традиционном рабочем режиме.

Во втором случае, т. е. при использовании энергии сжатого воздуха без топлива, в момент, когда коленчатый вал двигателя с помощью агрегатов трансмиссии механически связывается с ведущим мостом, клапан 4 выпускного канала закрывается, а клапан 12 выпускного канала открывается. Затем воздух из резервуара через выпускной его канал 2, клапаны 4 и 5 попадает в надпоршневое пространство, и поршень 6 совершает движение от ВМТ к НМТ. А когда он приблизится к НМТ, клапан 5 закрывается, а когда достигнет НМТ, открывается клапан 10, и воздух удаляется в атмосферу. После того как давление в резервуаре достигло атмосферного, клапан 1 выпускного канала резервуара закрывается, а клапан 4 выпускного канала открывается, и энергетическая установка начинает работать на энергии топлива.

Расчеты показывают, что при механическом КПД агрегатов трансмиссии, равном 0,9, индикаторном КПД поршневой машины в режиме компрессора, равном 0,95, механическом КПД поршневой машины в режиме компрессора, равном 0,8, степень рекуперации энергии торможения в кинетическую энергию движения автомобиля при реализации режима ускорения с ис-

пользованием только энергии сжатого воздуха может достигать 46,8 %.

Как видим, основная проблема при создании рассматриваемой КЭУ сводится к созданию такого механизма газообмена (газораспределения), который позволил бы эксплуатировать поршневую машину и в режиме двигателя, и в режиме компрессора. И она решается. Например, к 2010—2011 гг. планируется начало серийного производства электромеханических приводов газораспределительных клапанов ДВС с частотой вращения коленчатого вала до 6500 мин⁻¹; существует возможность решения проблемы за счет использования гидроприводов, применяемых в ТНВД.

Для определения теоретически возможных показателей работы предлагаемого варианта КЭУ авторы разработали математическую модель, а также автономную программу автоматической ее обработки.

Математическая модель процессов рекуперирования энергии торможения АТС в энергию сжатого воздуха базируется на известных закономерностях теории открытых термодинамических систем и теории поршневых компрессоров применительно к процессам наполнения резервуаров и включает 19 формул (см. таблицу). В том числе формулы для расчета доступной для рекуперации (с учетом КПД трансмиссии) кинетической энергии E транспортного средства (формула № 1); общего объема V_a цилиндров двигателя (формула № 2); давлений в начале p_{a_i} и конце p_{c_i} процесса сжатия (формулы № 3 и 4); коэффициента λ_{T_i} подогрева при всасывании (формула № 5); температур (T_{a_i}) и (T_{c_i}) в конце процессов всасывания и сжатия (формулы № 6 и 7); вредного объема V_{bp} цилиндра (формула № 8); работы L_i сжатия воздуха в цилиндре с учетом обратного расширения (формула № 9); требуемого количества j тактов сжатия и выталкивания воздуха из компрессора для полной рекуперации доступной кинетической энергии (формула № 10); массы m_i воздуха, поступающего в i -м такте сжатия и выталкивания в резервуар (формула № 11); изобарной (c_{p_i}) и изохорной (c_{V_i}) теплоемкостей воздуха, выходящего из цилиндра в i -м такте (формулы № 12 и 13); изохорных теплоемкостей воздуха, находящегося в резервуаре в ($i-1$) и i -м тактах (формулы № 14 и 15); общей массы M_{rez_i} воздуха, находящегося в резервуаре (формула № 16); температуры T_{rez_i} воздуха в резервуаре после прихода туда массы m_i воздуха (формула № 17); давления p_{rez_i} воздуха, находящегося в резервуаре (формула № 18); общей работы L_i , затраченной на сжатие и выталкивание воздуха из цилиндров в резервуар (формула № 19).

Использование приведенных в таблице формул для расчета процесса рекуперирования энергии торможения груженого автомобиля КамАЗ-5460 (поршневая часть комбинированного двигателя) показало, что предлагаемая КЭУ при торможении со скорости 90 км/ч способна рекуперировать до 71 % его кинетической энергии. Однако для этого необходимо, чтобы колен-

№ формулы	Формула	Примечания
1	$E = \frac{mv_{\text{н}}^2}{2} \eta_{\text{тр}}$	
2	$V_a = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} V_p$	
3	$p_{a_i} = p_{\text{атм}} \lambda_{dp_i}$	
4	$p_{c_i} = p_{a_i} \left(\frac{V_a}{V_c} \right)$	
5	$\lambda_{r_i} = 1 - 0,01 \left(\frac{p_{c_i}}{p_{a_i}} - 1 \right)$	
6	$T_{a_i} = \frac{T_0}{\lambda_{r_i}}$	T_0 — температура атмосферного воздуха
7	$T_{c_i} = T_{a_i} \left(\frac{p_{c_i}}{p_{a_i}} \right)^{\frac{n-1}{n}}$	
8	$V_{bp} = \frac{V_p}{\varepsilon - 1}$	
9	$L_i = \frac{n}{n-1} p_{a_i} V_a \left[\left(\frac{p_{c_i}}{p_{a_i}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \cdot \left[1 - \frac{V_{bp}}{V_a - V_{bp}} \left[\left(\frac{p_{c_i}}{p_{a_i}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right]$	
10	$j = \frac{E}{y L_i}$	y — число цилиндров двигателя
11	$m_i = \frac{p_{c_i} (V_c - V_{bp}) \mu}{R T_{c_i}}$	$\mu = 0,029 \frac{\text{кг}}{\text{моль}}$ — молярная масса воздуха; $R = 8,314 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{К}}$ — универсальная газовая постоянная
12	$c_{p_i} = 977,44 + 0,0566 T_{c_i} + 0,0001 T_{c_i}^2$	
13	$c_{V_i} = \frac{c_{p_i}}{K}$	K — показатель адиабаты сжатия
14	$c_{V_i} = \frac{977,44 + 0,0566 T_{c_i} + 0,0001 T_{c_i}^2}{k}$	
15	$c_{V_{pes_i}} = \frac{c_{V_{pes_i}} \cdot M_{pes_{i-1}} + m_i c_{V_i}}{M_{pes_{i-1}} + m_i}$	
16	$M_{pes_i} = M_{pes_{i-1}} + m_i$	
17	$T_{pes_i} = \frac{c_{p_i} T_{c_i} m_i + c_{V_{pes_{i-1}}} T_{pes_{i-1}} M_{pes_{i-1}}}{c_{V_{pes_i}} M_{pes_i}}$	
18	$p_{pes_i} = \frac{M_{pes_i} R T_{pes_i}}{V_{pes_i}}$	
19	$L_i = L_{i-1} + y \frac{n}{n-1} V_a \left[\left(\frac{p_{c_i}}{p_{a_i}} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \times \left\{ 1 - \frac{V_{bp}}{V_a - V_{bp}} \left[\left(\frac{p_{c_i}}{p_{a_i}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \right\}$	V_{bp} — вредный объем цилиндра поршневой машины при работе в режиме «компрессор» (объем камеры сгорания при работе поршневой машины в режиме «двигатель»)

чатый вал двигателя совершил 4818 оборотов, то есть фактически нужно торможение в течение 2 мин на максимальной частоте вращения коленчатого вала. Иначе говоря, требуется бесступенчатая трансмиссия, позволяющая плавно менять передаточное отношение между входным и выходным валами.

Таким образом, для технической реализации предлагаемого ДВС с возможностью рекуперирования энергии торможения транспортного средства необходимо выполнить два условия: создать электромагнитный или гидравлический привод газораспределительных клапанов и бесступенчатую трансмиссию.

СИСТЕМА РЕГУЛИРОВАНИЯ УГЛА ОПЕРЕЖЕНИЯ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА В ЦИЛИНДР ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук В.А. МАРКОВ,
канд. техн. наук А.Г. КУЗНЕЦОВ, Е.Е. ПОЛУХИН,
В.А. ПАВЛОВ

МГТУ имени Н.Э. Баумана, ОАО "НЭТА"

На современном этапе развития двигателестроения важнейшим показателем, характеризующим транспортный дизель, стала токсичность его отработавших газов. И для ее снижения применяется множество мер, наиболее важное место среди которых занимает регулирование угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ). Потому что доказано: оптимизируя значение УОВТ на каждом режиме работы, можно обеспечить не только наилучшие показатели дизеля по токсичности отработавших газов, но и сократить расход топлива, снизить тепловую и механическую напряженности деталей, улучшить его динамические и пусковые качества. И здесь можно сделать многое.

Так, в настоящее время на отечественных транспортных и автотракторных дизелях применяют преимущественно системы топливоподачи разделенного типа, в которых ТНВД через топливопроводы высокого давления соединены с форсунками. Такая топливная аппаратура отличается относительной простотой и отработанностью конструкции, технологичностью изготовления деталей и узлов, эксплуатационной надежностью, низкой стоимостью при давлениях впрыскивания до 100–120 МПа (1000–1200 кгс/см²). Поэтому в ближайшей перспективе переход на серийный выпуск аккумуляторной топливной аппаратуры или на системы других типов у нас маловероятен. Отсюда вывод: исследования, направленные на расширение ее функциональных возможностей, необходимо продолжать, и одним из направлений таких исследований должно быть ее дооснащение устройствами, позволяющими регулировать УОВТ по сложным законам. Потому что серийная топливоподающая аппаратура не позволяет регулировать УОВТ по таким законам. У нас выпускают либо ТНВД, имеющие лишь муфты опережения впрыскивания топлива, которые обеспечивают регулирование УОВТ по частоте вращения коленчатого вала (например, ТНВД дизелей семейства КамАЗ-740), либо вообще без механизма изменения УОВТ (пример — серийный ТНВД мод. 4УТНИ Ногинского завода топливной аппаратуры). В связи с чем в МГТУ имени Н.Э. Баумана и занялись разработкой системы топливоподачи, регулирующей УОВТ в зависимости от режимных параметров дизелей (частоты вращения коленчатого вала и нагрузки), а также корректирование УОВТ при изменении параметров окружающего воздуха и физико-химических свойств применяемого топлива. Причем в качестве объекта модернизации взяли именно серийный ТНВД модели 4УТНИ. В результате получилась практически новая система топливоподачи (рис. 1) с ТНВД, который имеет микропроцессор-

ную систему регулирования УОВТ, включающую насосную секцию с электромагнитным клапаном, управляемым электронным блоком, а также механизмы изменения угла опережения впрыскивания, количества подаваемого топлива и электронный регулятор с каналами изменения УОВТ и цикловой подачи топлива. Рассмотрим эти элементы.

Насосная секция включает корпус 6 с установленной в нем гильзой 7, в которой размещен топливоподающий плунжер 8, подпружиненный к кулачку 16 кулачкового вала 15 ТНВД. На верхней торцевой поверхности гильзы установлены нагнетательный клапан 1 с седлом 2, образующие с ней и плунжером надплунжерную полость 3, имеющую наполнительный (18) и отсечной (4) каналы, которые выполнены соответственно в седле 2 клапана 1 и в гильзе 7. В корпусе 6 предусмотрены подводящая (20) и отводящая (5) топливные магистрали, сообщающиеся, соответственно, через

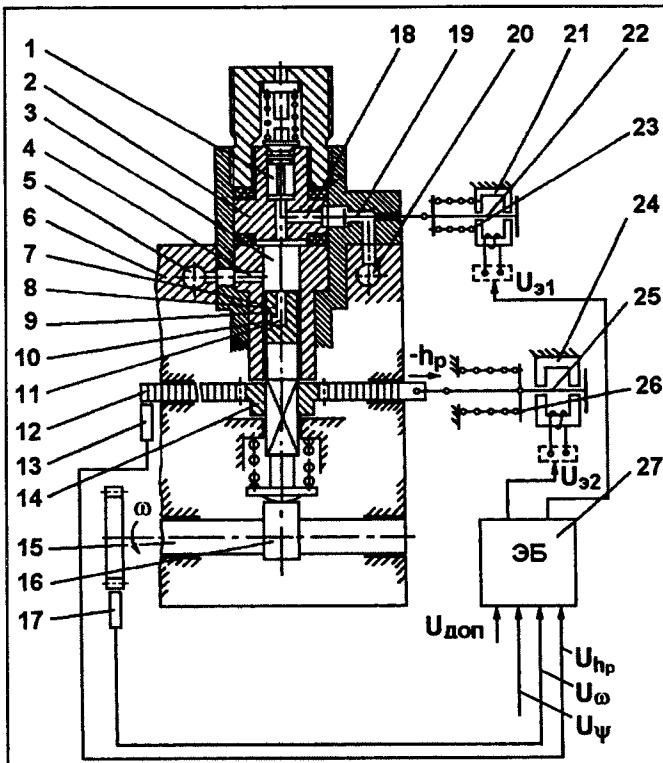


Рис. 1. Система топливоподачи дизеля с регулированием угла опережения впрыскивания топлива:

1 — нагнетательный клапан; 2 — седло; 3 — надплунжерная полость; 4 — отсечной канал; 5 — отводящая топливная магистраль; 6 — корпус; 7 — гильза; 8 — плунжер; 9 — косая кромка; 10 — винтовая канавка; 11 — осевое сверление; 12 — дозирующая рейка; 13 — датчик положения дозирующей рейки; 14 — дозирующая втулка; 15 — кулачковый вал; 16 — кулачок; 17 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 18 — наполнительный канал; 19 — электромагнитный клапан; 20 — подводящая топливная магистраль; 21 и 24 — электромагниты; 22 и 25 — сердечники электромагнитов; 23 и 26 — пружины; 27 — электронный блок управления; ω — частота вращения коленчатого вала дизеля; h_p — положение дозирующей рейки; U_ψ — сигналы датчика положения рычага управления; U_ω — сигналы датчика частоты вращения коленчатого вала; U_{hp} — сигналы датчика положения дозирующей рейки; U_{dop} — дополнительные корректирующие сигналы с датчиков параметров окружающего воздуха и свойств применяемого топлива; U_{91} и U_{92} — управляющие сигналы с электронного блока

наполнительный (18) и отсечной (4) каналы с надплунжерной полостью 3. В первом из каналов установлен механизм изменения УОВТ, который представляет собой электромагнитный клапан 19 и предназначен для перекрытия этого канала.

Механизм изменения количества подаваемого в цилиндры дизеля топлива состоит из размещенной на направляющей поверхности плунжера 8 дозирующей втулки 14, которая через зубчатое соединение связана с установленной в корпусе 6 дозирующей рейкой 12. При этом плунжер имеет осевое сверление 11 и винтовую канавку 10, образующую на его цилиндрической поверхности косую кромку 9.

В электронный регулятор входят задатчики режимных параметров дизеля, электронный блок 27 управления, каналы изменения УОВТ и цикловой подачи топлива, а также датчики 17 и 13 частоты вращения коленчатого вала дизеля и количества подаваемого топлива, т. е. положения дозирующей рейки 12, положения ψ рычага управления и ряд дополнительных датчиков, выходы которых соединены со входами электронного блока.

Канал изменения УОВТ содержит, как уже упоминалось, электромагнитный клапан 19, управляемый электронным блоком 27, а канал изменения цикловой подачи топлива — установленную в корпусе 6 дозирующую рейку 12, тоже управляемую электронным блоком.

Система работает следующим образом.

Когда плунжер 8 находится в нижнем положении, надплунжерная полость 3 заполняется топливом, которое поступает из магистрали 20 через наполнительный канал 18 седла 2 нагнетательного клапана 1. При движении плунжера 8 вверх под действием набегающего кулачка 16 в момент перекрытия наполнительного канала 18 электромагнитным клапаном 19 давление в надплунжерной полости 3 возрастает, перемещая нагнетательный клапан 1 вверх. В результате надплунжерная полость 3 через топливопровод высокого давления соединяется с подыгольной полостью форсунки (на рис. 1 не показаны), через которую топливо и попадает в цилиндр дизеля. Окончание нагнетания (отсечка топлива) соответствует моменту начала открытия отсечного канала 4 косой кромкой 9 плунжера 8. При этом надплунжерная полость 3 через осевое сверление 11 и винтовую канавку 10 плунжера и отсечной канал 4 гильзы сообщается с отводящей топливной магистралью 5.

Изменение количества подаваемого топлива при неизменном УОВТ обеспечивается перемещением дозирующей рейки 12. Например, уменьшение цикловой подачи топлива осуществляется при ее смещении вправо, повороте дозирующей втулки 14 и плунжера 8 вокруг его оси, смещении косой кромки 9 относительно отсечного канала 4 и более раннем окончании подачи топлива. Регулирование УОВТ реализуется изменением момента закрытия наполнительного канала 18 электромагнитным клапаном 19 (при уменьшении УОВТ клапан 19 перекрывает наполнительный канал 18 позже). Причем при уменьшении УОВТ и сохранении неизменным момента окончания нагнетания активный

ход плунжера уменьшается. Поэтому для сохранения цикловой подачи неизменной момент окончания нагнетания также необходимо сместить в сторону запаздывания путем перемещения дозирующей рейки 12 влево.

Таким образом система топливоподачи регулирует УОВТ в соответствии с требуемой его характеристической и изменениями частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на дизель (подачи топлива). Происходит это так.

В электронный блок 27 управления поступают сигналы U_ω от датчика 17 частоты вращения коленчатого вала и U_{hp} от датчика 13 положения дозирующей рейки 12, характеризующие частоту ω вращения коленчатого вала и крутящий момент M_d дизеля. Блок, в соответствии с заложенной в его запоминающем устройстве статической характеристикой УОВТ, вырабатывает управляющий сигнал U_{s1} , который и выдает на обмотку электромагнита 21 и определяет момент закрытия клапана 19, т. е. задает УОВТ. Причем при обесточивании обмотки электромагнита 21 пружина 23 смещает сердечник 22 с клапаном 19 влево (в сторону открытия клапана 19).

Рассмотренный вариант системы чисто исследовательский. Его работоспособность проверена на дизеле Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), который был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов, форсунками АО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс) с распылителями DOP 119S534 чешской фирмы "Моторпаль". Форсунки были отрегулированы на давление $p_{\phi 0}$ начала впрыскивания, равное 21,5 МПа (215 кгс/см²). Длина L_{tp} топливопроводов высокого давления составляла 540 мм, их внутренний диаметр равен 2,0 мм. При экспериментах разработчики исследовали работу системы на двух наиболее характерных режимах ("весовые" коэффициенты — соответственно 0,1 и 0,25) дизеля — максимальной мощности при частоте вращения коленчатого вала двигателя $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и максимальном крутящем моменте при $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, которые, как известно, вносят наибольший вклад в суммарную токсичность отработавших газов при испытаниях по 13-ступенчатому циклу, предусмотренному нормами "Евро-2".

На этих режимах установочный угол θ опережения впрыскивания топлива изменяли в диапазоне от 25 до 8 град п.к.в. до ВМТ. С учетом времени задержки закрытия электромагнитных клапанов и времени прохождения волны давления от ТНВД к форсунке реальные УОВТ, полученные при осциллографировании, оказались равными от 19 до 2 град п.к.в. до ВМТ.

Результаты стендовых испытаний дизеля приведены на рис. 2. Из него видно, что наиболее благоприятное сочетание экономических и экологических показателей дизеля получается при установочном УОВТ, равном 15 град п. к. в. до ВМТ (действительный УОВТ — 9 град. п.к.в.). При больших же значениях УОВТ обеспечиваются наилучшие показатели по удельному эффективному расходу g_e топлива и содержанию несгоревших углеводородов в отработавших газах, а при меньших — наблюдается минимум оксидов азота. В то же время отмечена необходимость изменения УОВТ в соответствии со скоростным режимом работы дизе-

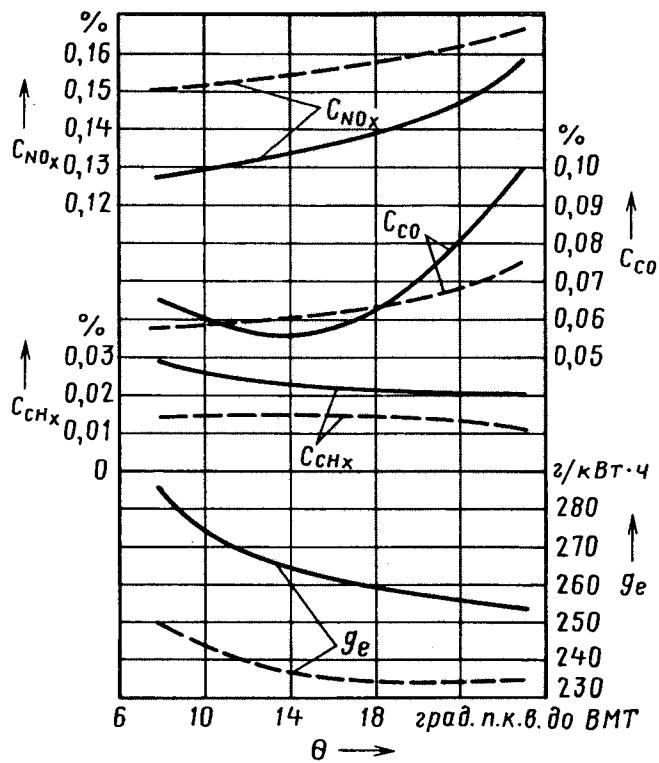


Рис. 2. Зависимость объемных концентраций в отработавших газах оксидов азота,monoоксида углерода, углеводородов и удельного эффективного расхода топлива дизеля Д-245.12С от УОВТ:

1 — на режиме максимальной мощности ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$);
2 — на режиме максимального крутящего момента ($n = 1400 \text{ мин}^{-1}$)

ля. В частности, на режиме $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ зависимость содержания оксидов азота от УОВТ выражена слабо, и приоритетными становятся удельный эффективный расход топлива и содержание монооксида углерода и несгоревших углеводородов в отработавших газах. На режиме же $n = 1400 \text{ мин}^{-1}$, наоборот, имеется возможность заметного уменьшения эмиссии оксидов азота путем регулирования УОВТ.

Испытания показали также, что показатели дизеля Д-245.12С можно улучшить еще в большей степени, если систему топливоподачи с микропроцессорным регулированием "подогнать" под него. В частности, уменьшить объем надплунжерной полости и свободные объемы в штуцере ТНВД с целью повышения давления впрыскивания топлива (оно в испытательном варианте системы топливоподачи не превысило 30 МПа, или $300 \text{ кгс}/\text{см}^2$, при продолжительности впрыскивания $\phi = 22 \div 26$ град п.к.в.). Целесообразно также использовать в ТНВД подвесные насосные секции и адаптировать к ним электромагнитные клапаны регулирования УОВТ. Прежде всего — увеличить их перестановочные усилия и применить более жесткие пружины для запорных элементов.

Все перечисленные мероприятия уже осуществлены. В итоге создана модифицированная система топливоподачи, схема которой показана на рис. 3. Она представляет собой ТНВД, состоящий из корпуса 29 и головки 12; электромагнита 14 с его тарелкой (якорем) 13; штуцера 11 с нагнетательным клапаном 9 и

его пружиной 10. В корпусе 29 размещены толкатель 1 с пружиной 2, поворотная втулка 3 и сопряженная с ней посредством зубчатой передачи дозирующая рейка 4; гильза 5; втулка 6; шайба 7; топливный канал 8; надплунжерная полость 24; наполнительное отверстие 25; магистраль 26 низкого давления; плунжер 30, который выполнен со сверлением 27 и отсечной кромкой 28. Головка насоса включает проставку 16, направляющую (17) и регулировочную (18) гайки, пружину 19, шток 20, кольцевую полость 21, закрывающий ее клапан 23 и сверление 22. Электромагнит 14 является нормально включенным, а клапан 23, связанный через шток 20 с тарелкой 13 электромагнита, — нормально закрытым.

При движении плунжера 30 вниз под действием пружины 2 надплунжерная полость 24 заполняется топливом из магистралей 26 низкого давления. Далее, при движении плунжера вверх под воздействием толкателя и отключенном электромагните 14 (открытом клапане 23) топливо из надплунжерной полости 24 через кольцевую полость 21 и сверление 22 в головке насоса поступает обратно в магистраль 26 низкого давления. При этом давление в надплунжерной полости 24 остается низким.

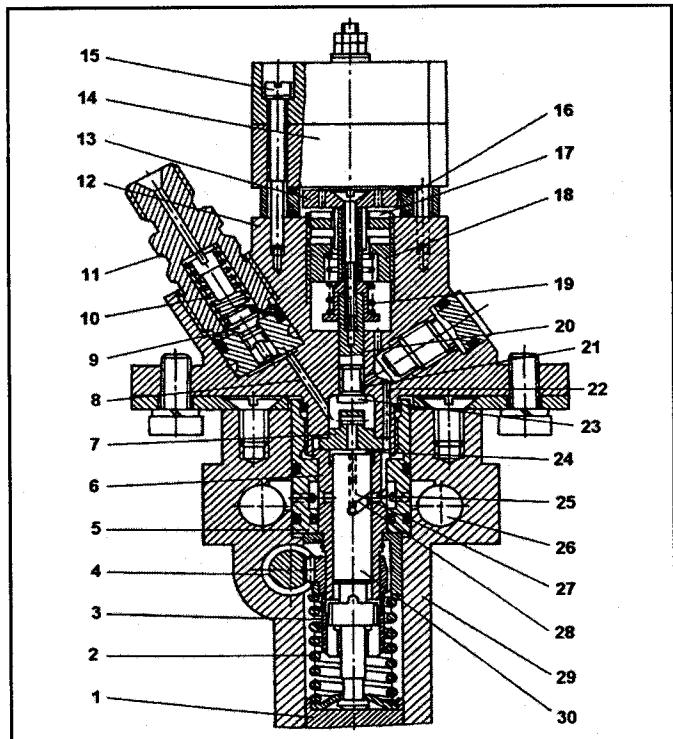


Рис. 3. Модифицированная система топливоподачи дизеля с регулированием УОВТ:

1 — толкатель; 2 — пружина; 3 — поворотная втулка; 4 — дозирующая рейка; 5 — гильза; 6 — втулка; 7 — шайба; 8 — топливный канал; 9 — нагнетательный клапан; 10 — пружина; 11 — штуцер; 12 — головка насоса; 13 — тарелка электромагнита; 14 — электромагнит; 15 — винты; 16 — проставка; 17 — направляющая гайка; 18 — регулировочная гайка; 19 — пружина; 20 — шток; 21 — кольцевая полость; 22 — сверление; 23 — клапан; 24 — надплунжерная полость; 25 — наполнительное отверстие; 26 — магистраль низкого давления; 27 — сверление; 28 — отсечная кромка; 29 — корпус насоса; 30 — плунжер

При включении электромагнита 14 он притягивает к себе тарелку 13 и через шток 20 закрывает клапан 23. В результате надплунжерная полость 24 оказывается изолированной от магистрали низкого давления, и давление в ней начинает резко возрастать. Когда оно становится равным давлению открытия нагнетательного клапана 9 (усиление затяжки пружины 10), топливо через сверление 8 в штуцер 11 и далее, через топливопровод высокого давления, начинает поступать к топливоподающим форсункам. Таким образом, начало впрыскивания топлива определяется моментом включения электромагнита, и оно подается до тех пор, пока косая отсечная кромка 28 плунжера 30 откроет наполнительное отверстие 25. В этот момент происходит отсечка топлива, надплунжерная полость 24 через сверление 27 в плунжере 30 и наполнительное отверстие 25 соединяется с магистралью низкого давления, давление в надплунжерной полости 24 падает, и впрыскивание топлива прекращается.

Момент отсечки определяется углом поворота плунжера 30 вокруг своей оси, который через поворотную втулку 3 с зубчатой передачей связан с дозирующей

рейкой 4 ТНВД. Положение рейки задается электронным блоком управления через электронно-механический преобразователь. Таким образом, момент начала и окончания подачи топлива определяется электронным блоком управления, который формирует требуемые характеристики цикловой подачи топлива и УОВТ.

В соответствии с рис. 3 разработан и изготовлен опытный образец системы топливоподачи с ТНВД типа УТНИ и системой регулирования УОВТ с электроприводом клапаном. В нем применены подвесные насосные секции и электромагнитные клапаны регулирования УОВТ с повышенными перестановочными усилиями.

Рассмотренная система топливоподачи позволяет регулировать УОВТ и, как следствие, оптимизировать характеристики топливной экономичности и токсичности отработавших газов дизеля при внесении минимальных изменений в конструкцию насосных секций уже существующих отечественных систем топливоподачи. То есть с небольшими затратами на изменение процесса производства существующей топливной аппаратуры обеспечить реализацию процесса регулирования УОВТ.

УДК 621.311; 621.432

МОДЕРНИЗИРОВАННАЯ СВЕЧА ЗАЖИГАНИЯ

В.А. ФИГУРИН, кандидаты техн. наук В.А. ЖУКОВ, В.В. МИХАЙЛОВ и А.Н. МУХИН

Рыбинская ГАТА имени П.А. Соловьева,
ООО "Лаборатория энергосистем"

Известно, что характеристики искры зажигания существенно влияют на период задержки воспламенения топлива, процесс воспламенения и начальный период горения топливовоздушной смеси. Потому что именно свеча создает в камере сгорания активные центры воспламенения.

Известно и то, что для создания высокой концентрации таких центров в цилиндре двигателя требуется довольно продолжительное время горения дуги.

Это, так сказать, аксиома, известная из школьного курса физики. Менее известно другое: рабочее тело в цилиндре двигателя, состоящее из свежего топливовоздушного заряда и остаточных газов, всегда находится в движении. Например, расчеты показывают (см. таблицу), что у двигателей ВАЗ средняя скорость заряда на впуске (скорость всасывания) с ростом частоты вращения коленчатого вала увеличивается в разы — с 6,8 м/с при $n = 300 \text{ мин}^{-1}$ (пуск) до 79,5 м/с при $n = 3500 \text{ мин}^{-1}$.

К сожалению, данное обстоятельство конструкции серийных свеч зажигания практически не учитывают. Как и то, что если характерный размер свечи зажигания составляет ~10 мм, то диапазон чисел Рейнольдса газового потока в области ее расположения равен 4,8–60 тыс. Иначе говоря, не учитывают, что обтекание свечи топливовоздушной смесью носит явно турбулентный характер. И, следовательно, нужны свечи,

способные эффективно воспламенять именно турбулентный поток топливовоздушной смеси.

Соображения, приведенные выше, очевидны. И их, как показали исследования авторов, можно реализовать. Как — рассмотрим.

Начнем с работы свечи зажигания стандартной конструкции.

В данном случае электрическая дуга, возникающая на электродах свечи, пробивает газовый промежуток в зазоре между ними. Затем столб дуги сносится по потоку до момента обрыва дуги. Причем из-за отрывных течений за кромкой Г-образного электрода место контакта дуги смещается (рис. 1) в направлении, перпендикулярном основному потоку. При этом на серийных двигателях скорость движения потока смеси в области дугового столба фактически равна (или близка) скорости основного его потока.

Между тем теоретически доказано: пределы воспламенения смеси могут быть расширены не только за счет привычного способа приближения ее состава к стехиометрическому или увеличения мощности разряда, но и путем снижения скорости потока вблизи электродов. И последнее с точки зрения авторов очень перспективно. И не только с их точки зрения: в па-

Частота вращения коленчатого вала, мин^{-1}	Продолжительность одного такта, мс	Скорость всасывания, м/с
300	100	6,8
1000	30	22,7
1500	20	34,1
2000	15	45,5
2500	12	56,8
3000	10	68,2
3500	8,6	79,6

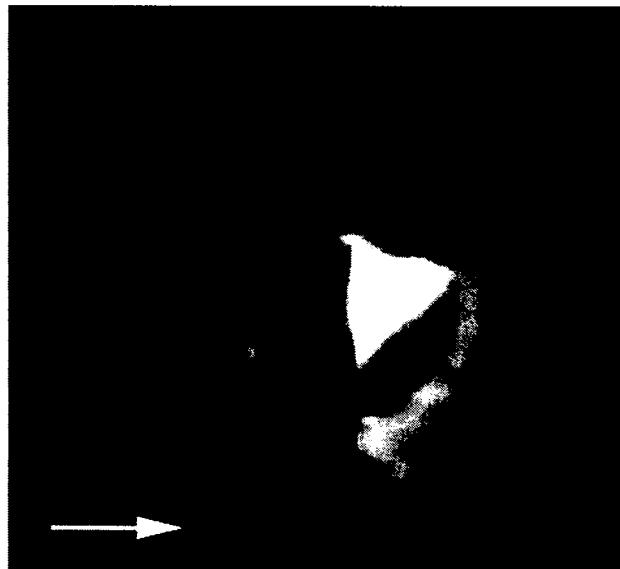


Рис. 1. Работа стандартной свечи зажигания при скорости потока, равной 30 м/с (вид со стороны внешнего электрода)

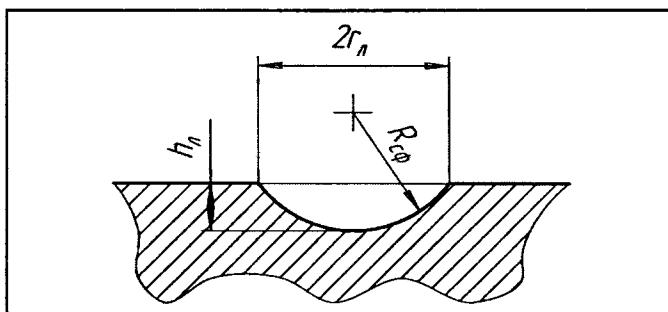


Рис. 2. Лунка во внешнем (Г-образном) электроде свечи

тентной картотеке содержатся десятки предложений по данной теме. В том числе и в публикациях — см., например, "АП" № 9, 1998, в котором опубликована статья "Простая модернизация с большим экологическим и топливосберегающим эффектом", где предложено сверлить отверстие в Г-образном электроде свечи. Правда, в ней не объяснены причины такого решения. Хотя совершенно понятно: это была попытка, может быть, даже неосознанная, снизить скорость потока топливовоздушной смеси в области свечи зажигания. Авторы считают: никакие отверстия в электроде свечи не нужны. Для этого достаточно на Г-образном электроде сделать лунку (рис. 2), характерные размеры которой определяются соотношениями

$$R_{cf} = \frac{r_l^2 + h_l^2}{2h_l}, \quad F_l = \pi(r_l^2 + h_l^2),$$

где r_l — радиус лунки; h_l — ее глубина; R_{cf} — радиус сферы; F_l — площадь поверхности лунки.

Исследования структуры течения в сферических лунках показывают (см. рис. 2), что при обтекании потоком лунки в ней формируется возвратное течение. Топливовоздушный поток "проскакивает" передний ее скат, где за счет эжекции существует область пони-

женных давлений, и тормозится на заднем скате, что приводит к повышению давления. То есть в лунке имеет место перепад давления. Под его действием часть потока движется от заднего ската к переднему (против основного потока), тем самым формируя вихрь.

Таков качественный результат исследования. Что касается результата количественного, то максимальная интенсивность достигается при относительной глубине (h_l/d_l) лунки, равной 0,2—0,5, а максимальная скорость потока в ней составляет 20—24 % скорости основного потока в цилиндре двигателя. Что, как показали проведенные авторами опыты по зажиганию потока топливовоздушной смеси в ДВС, при тех же мощности искры и зазоре между электродами в 1,5—1,7 раза расширяет границы зажигания по ее скорости. В итоге разработана новая конструкция свечи зажигания (рис. 3). Правда, для большей технологичности ее изготовления сферическое углубление было заменено коническим. Отверстия в стенке бокового электрода позволяют перетекать воздуху в полость свечи, улучшая охлаждение, и снижая риск коксования электродов.

Фотография работы усовершенствованной свечи зажигания показана на рис. 4. Как из него видно, пятно контакта электрической дуги в процессе работы перемещается по всей поверхности лунки, благодаря чему увеличивается интенсивность взаимодействия дуги со смесью. И скорость перемещения составляет ~10 м/с. Тогда как скорость набегающего потока смеси близка к 90 м/с. Что означает: дуга концентрируется в пределах лунки и не зависит от скорости потока. Причем при среднем напряжении горения дуги ниже, чем у серийной свечи.

Таким образом, разработанная конструкция свечи зажигания обеспечивает большую, чем серийные свечи, стабильность электрических параметров дуги, а также способствует улучшению параметров пуска и работы ДВС за счет снижения скорости потока в области электродов и уменьшения частоты отрыва дуги.



Рис. 3. Модернизированная свеча зажигания



Рис. 4. Фотография работы модернизированной свечи зажигания: скорость воздуха 30 м/с, время экспозиции 1/30 с

УДК 656.186/187.62-59

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ КОЛОДОЧНОГО ТОРМОЗА МОТОЦИКЛА

В.А. ГОНЧАРОВ

Белорусский ГЭУ

Колодочный тормоз с одним нерегулируемым упором (осью) тормозных колодок давно и широко применяется на легких дорожных мотоциклах. Потому что прост по конструкции, нетрудоемкий в обслуживании, безотказен в работе. Однако у него есть два существенных недостатка — низкая тормозная эффективность и неравномерное изнашивание тормозных накладок. Дело в том, что силы, которые прижимают колодки к тормозному барабану, жестко связанным с колесом, не равны между собой: под действием силы трения одна из колодок прижимается к тормозному барабану ("самозатягивается"), а вторая — отходит от него. Кроме того, по мере износа накладок зазор между ними и барабаном становится неравномерным, а сделать его равномерным, укорачивая тормозной трос или тягу, не удается.

Чтобы устранить эти недостатки, конструкторам мотоциклов тяжело-

го класса ("Днепр-16" и др.) пришлось в свое время применить несколько усложненный с точки зре-

ния устройства и эксплуатации мотоцикла вариант двухколодочного тормоза — с регулируемым упором колодок, позволяющим отрегулировать равномерный зазор по всей длине накладки, а следовательно, добиться ее равномерного изнашивания. При этом зазор на одном конце колодок регулируют так же, как и при нерегулируемом упоре, — путем поворота кулачка, а на втором кон-

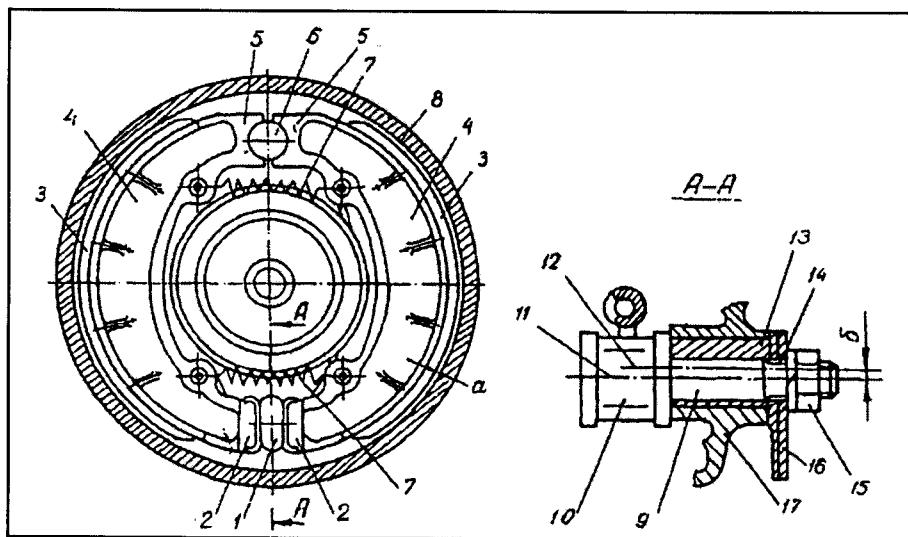


Рис. 1. Модернизированный тормоз:
1 и 10 — разжимный кулачок; 2 — нижний конец тормозной колодки; 3 — тормозная накладка; 4 — тормозная колодка; 5 — верхний конец тормозной колодки; 6 — упор; 7 — пружина; 8 — барабан; 9 — штифт; 11 — ось штифа; 12 — ось наружной поверхности втулки; 13 — втулка; 14 — шлицы; 15 — гайка; 16 — рычаг привода; 17 — опорный диск

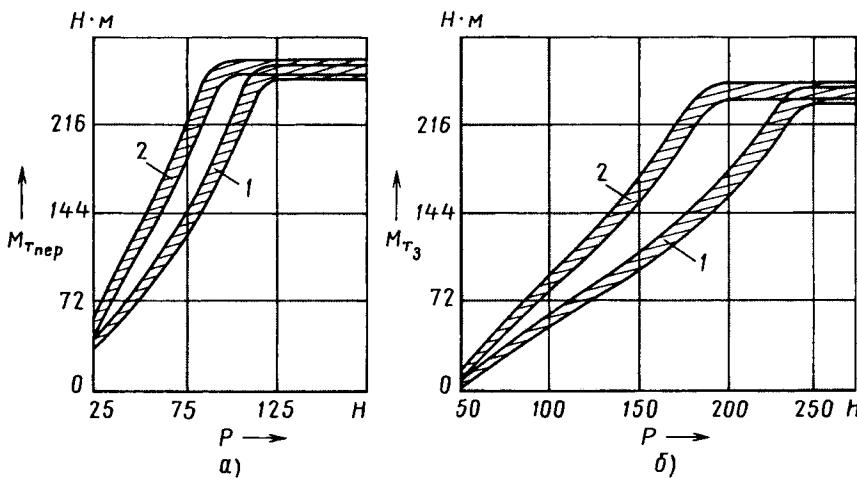


Рис. 2. Зависимость тормозного момента переднего (а) и заднего (б) колес мотоцикла от усилия на органе управления:
1 — серийный тормоз; 2 — модернизированный тормоз

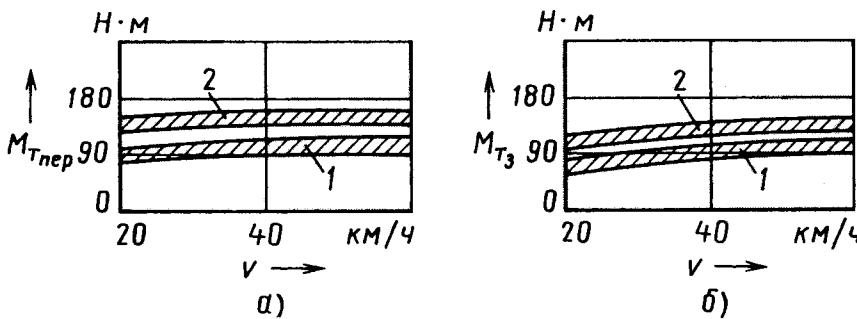


Рис. 3. Зависимость тормозного момента переднего (а) и заднего (б) колес мотоцикла от скорости движения:
1 — серийный тормоз; 2 — модернизированный тормоз

це — с помощью подвижного упора. Однако и это решение, к сожалению, не устранило неодинаковости изнашивания обеих накладок, поскольку давления на каждую из них не равны между собой.

Автору удалось решить эти проблемы, разработав на базе серийного колодочного тормоза модернизированный его вариант (патент № 4616, РБ).

Предлагаемый тормоз состоит (рис. 1) из барабана 8, соединенного со ступицей колеса, и опорного диска 17, связанного с подвеской мотоцикла. На опорном диске жестко закреплен упор 6, на который опираются верхние (5) концы тормозных колодок 4 с фрикционными накладками 3. Нижние (2) концы колодок

опираются на разжимной кулак 1, а его шип 9 шарнирно соединен с втулкой 13, которая, в свою очередь, шарнирно связана с опорным диском 17. При этом отверстие во втулке 13 выполнено эксцентрично относительно ее наружной поверхности, т. е. ось 11 шипа 9 смещена относительно оси 12 наружной поверхности втулки 13 на величину эксцентриситета "б". На конце шипа 9 с помощью шлицев 14 и гайки 15 закреплен рычаг 16 привода.

Колодки стянуты пружинами 7 и установлены с некоторым зазором "а" относительно внутренней поверхности барабана 8. Причем величина эксцентриситета "б" выбрана так, чтобы она превышала двойную ("2" а") величину зазора "а" между рабочими

поверхностями тормозных накладок 3 и барабана 8.

При эксцентричном расположении осей 11 и 12 из-за разности воздействия концов колодок на противоположные плечи разжимного кулака возникает некоторое угловое перемещение втулки 13 опорного диска 17. При этом шип 9 также перемещается относительно оси 12, что обеспечивает оптимальное положение колодок относительно барабана, а именно: более полное прилегание рабочих поверхностей и выравнивание усилий прижатия обеих колодок к барабану. Это повышает эффективность тормоза и сокращает процесс приработки тормозных накладок и барабана. Эксцентризитет "б" между осями 11 и 12, который больше суммарного зазора "2 а" между рабочими поверхностями тормозных колодок и барабана, исключает возможность заклинивания тормозных колодок в случае перемещения оси 11 до горизонтальной плоскости, проходящей через ось 12 наружной поверхности втулки 13.

Сравнительные стендовые испытания мотоциклов ММВЗ-3.1131 с модернизированными и серийными тормозами, проведенные в ОАО "Мотовело", показали, что эффективность предлагаемого тормоза, выраженная в виде зависимости тормозного момента M_t от усилия P на органе управления при скорости вращения беговых барабанов 40 км/ч, для переднего колеса (рис. 2, а) повышается на 34 %, а для заднего (рис. 2, б) — на 32 %. Такая же тенденция сохраняется (рис. 3) во всем диапазоне скоростей от 20 до 60 км/ч, при усилиях, равных 50 Н на рукоятке переднего тормоза и 100 Н — на рычаге заднего тормоза. Другими словами, модернизированный тормоз предпочтительнее традиционного и с точки зрения пропорциональности величин тормозного момента и усилия на органе управления.

ВНИМАНИЕ!

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

Наш адрес: avtoprom@mashin.ru

СИСТЕМЫ ОЦЕНКИ УРОВНЯ "БОДРСТВОВАНИЯ" ВОДИТЕЛЕЙ АТС

В.С. ТАРАБАКИН, А.В. АКИМОВ

МГТУ "МАМИ"

У любой профессии есть вредные производственные факторы. Для профессионального водителя АТС это продолжительная рабочая смена, невозможность покинуть рабочее место в течение смены, постоянная поза на сиденье, монотонность выполняемых операций, постоянные стрессы и т. д., а для тех, кто выполняет междугородные, межрегиональные и международные рейсы, кроме того, продолжительное расстояние между остановками,очные поездки и т. п. Отсюда — риск потери контроля над транспортным средством вследствие засыпания или потери бдительности от переутомления. Причем риск высокого уровня. Например, по данным ГИБДД, более 600 тыс. ДТП происходят у нас именно по этим причинам, из них 70 % — из-за потери бдительности.

Производители АТС, естественно, не могли обойти своим вниманием данную проблему. И сейчас уже известно много фирм, которые начали разработку систем поддержания работоспособности водителей во время длительных рейсов.

Работают данные системы на принципе регистрации изменения показателей функционального состояния водителя, их анализа и выдачи либо предупреждающего сигнала, либо вмешательства в управление транспортным средством.

Созданные и уже выпускаемые системы бодрствования можно разделить на две группы — с инициализацией и мониторинга.

Первые из них работают как тестеры, с ручной обратной связью. Они по заданному алгоритму непрерывно проверяют состояние водителя. Для чего он должен время от времени нажимать на кнопку, сообщая тем самым системе, что находится в нормальном состоянии. Если же он кнопку не нажал, система выдает контрольный сигнал, на который водитель обязан отреагировать. В противном случае система считает, что водитель уснул, и принимает соответствующее решение. Скажем, затормозит АТС, выключит его двигатель и т. п.

Вторые измеряют функциональное состояние водителя по какому-то физиологическому показателю и проверяют, входит ли значение данного показателя в заранее установленный для него диапазон. И если оказывается, что он вышел из этого диапазона, то состояние водителя считается опасным. И в дальнейшем система действует так же, как и системы первой группы.

Лидером в области создания систем бодрствования была и остается фирма "Нейроком": она с 1991 г. разрабатывает и выпускает телемеханическую систему (рис. 1) бодрствования, предназначенную для машинистов локомотивов, а в последнее время делает попытки внедрить ее и на АТС.

Данная система измеряет так называемые кожногальванические реакции, т. е. электрическое сопротивление кожи оператора, и при появлении признаков засыпания выдает тревожный сигнал. В этом случае оператор, если он в "норме", должен отреагировать нажатием кнопки. А если нажатия нет, то для системы это означает: функциональное состояние не в "норме", и соответственно реагирует на сложившуюся ситуацию.

Зарубежные фирмы, естественно, знают эту систему. И разрабатывают свои. Например, австралийская фирма "Синг Машинз" создала систему слежения, которая тоже предупреждает водителя о возможной аварийной ситуации. В качестве ее чувствительных элементов служат (рис. 2) две миниатюрные телекамеры на панели приборов, которые следят за выражением лица водителя (одна — за частотой моргания глаз, вторая — за напряжением мышц лица), и на основании этого контроллеры прогнозируют, насколько он устал или насколько внимательно следит за дорогой.

Однако в настоящее время существует пока что прототип системы.

Разработала свою систему и фирма "Хино". Эта система базируется не на теле-, а на инфракрасных камерах, также расположенных на панели приборов, которые отслеживают состояние водителя по направлению его взгляда. Она работает как фотопара: матрица 1 (рис. 3) светодиодов играет роль излучателей, матрица 2 таких же светодиодов — приемников. В зависимости от поворота головы водителя меняется отражение от кожи его лица. Система с помощью специального

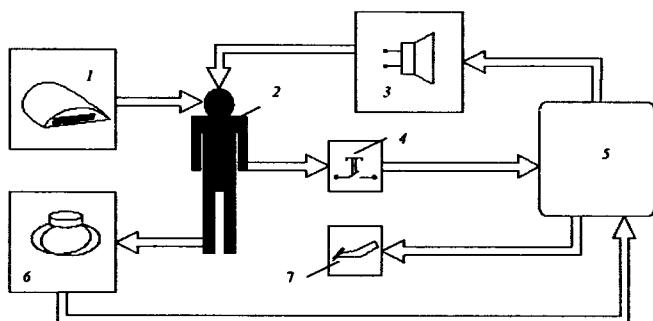


Рис. 1. Блок-схема телемеханической системы контроля бодрствования фирмы "Нейроком":

1 — шкала (указатель) уровня бодрствования; 2 — оператор; 3 — устройство сигнализации ("будильник"); 4 — кнопка сигнала обратной связи (кнопка бодрствования); 5 — микроЭВМ; 6 — датчик измерения кожногальванической реакции; 7 — система экстренного торможения АТС

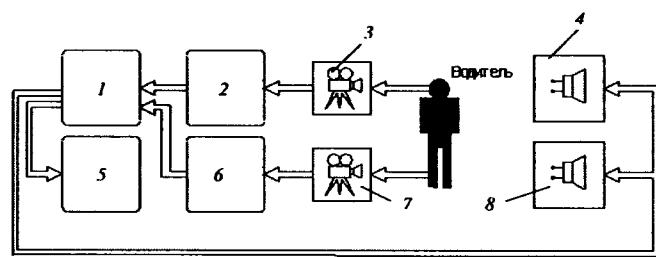


Рис. 2. Блок-схема системы "Фейлаб":

1 — микроЭВМ; 2 и 6 — контроллеры; 3 и 7 — телекамеры; 4 — устройство сигнализации для водителя; 5 — блок управления ДВС; 8 — система внешней сигнализации



Рис. 3. Расположение инфракрасных камер на панели приборов АТС:
1 — излучатель; 2 — приемник

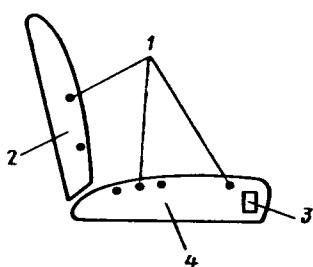


Рис. 4. Схема расположения датчиков на сиденье водителя АТС:
1 — датчики давления;
2 — спинка сиденья; 3 — блок обработки сигналов датчиков; 4 — сиденье

электронного блока определяет группу коэффициентов отражения, которые соответствуют различным поворотам головы водителя и соответственно — направлению его взгляда, по которым можно установить его

состояние. Таким образом, если водитель начинает отвлекаться, дремать, система включает сигнал: необходимо сделать остановку для отдыха.

В нашей стране также (А.А. Марченко) создана система, предназначенная для использования на АТС. В ней состояние водителя регистрируется по сигналам датчиков давления (нагрузки), которые размещены в горизонтальной части и в задней спинке сиденья водителя (рис. 4). Эти датчики подключены к блоку обработки измерения, сигналы с которого поступают на вход блока регистрации и анализа, а с него — в блок информации и команд.

Все перечисленные выше системы, к сожалению, не учитывают влияние среды, дорожного полотна, погодных условий. Хотя эти факторы могут оказывать значительное влияние на функциональное состояние водителя. Как и конкретно для данных условий состояние водителя влияет на его пригодность или непригодность для вождения АТС. Но это — "болезнь роста". Думается, что очень скоро при разработке систем контроля бодрствования водителя конструкторы будут подходить к вопросу с точки зрения системы "водитель—автомобиль—дорога—среда". Потому что без учета влияния среды нельзя полностью объективно спрогнозировать состояние водителя и пригодность его для управления транспортным средством.



ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

УДК 629.114.5.004.5

СТРАТЕГИЯ РАЗВИТИЯ ДИЛЕРСКИХ ПРЕДПРИЯТИЙ ТЕХНИЧЕСКОГО СЕРВИСА АВТОБУСОВ

Канд. техн. наук К.И. РАЗГОВОРОВ
МАДИ (ГТУ)

Важнейшей задачей предприятий, эксплуатирующих автобусы, является поддержание их в технически исправном состоянии при минимальных затратах. Но создание необходимой для этого собственной производственно-технической базы в ПАТП требует больших капиталовложений на приобретение оборудования и инструмента, обучение специалистов и содержание склада запасных частей, что, как показывает практика функционирования автотранспортных предприятий за 2000—2008 гг., не всегда рентабельно. Поэтому особое развитие в последние годы получили предприятия технического сервиса, которые выполняют гарантийное и техническое сопровождение техники в течение всего срока ее эксплуатации.

Так, ООО "ЦТД "Русские автобусы" сформировало свою товаропроводящую сеть по всей России, состоя-

щую из 26 дилеров, которая реализует продукцию Ликинского, Павловского, Голицынского и Курганского автобусных заводов, а также выполняет гарантийный и коммерческий ремонт, ТО, реализует запасные части. Причем довольно успешно, несмотря на значительное (~22 000 ед.) ежегодное увеличение продаж автобусов и, следовательно, рост общей трудоемкости работ. Характерный тому пример — Ярославская область: годовая трудоемкость работ, выполняемых сервисной сетью, в 2002 г. составила (табл. 1) 36 701,42 чел.-ч, а в 2008 г. — уже 164 185,9 чел. · ч, т. е. выросла в 4,47 раза.

Такое быстрое увеличение годового объема работ ставит задачи по развитию новых, более современных с технологической и строительной точек зрения проектов и реконструкции действующих СТОА с учетом фактической потребности по видам работ, а также повышению уровня автоматизации и механизации производства. Кроме того, конструкции автобусов постоянно усложняются, требования к их экологической безопасности ужесточаются, следовательно, повышаются требования к квалификации ремонтных рабочих и ИТР, что заставляет расширять программы по подготовке кадров, приобретать новое, более совершенное диагностическое и ремонтное оборудование.

Таблица 1

Год	Число обслуживаемых СТОА автобусов по маркам (40 % от объема продаж)		Годовая трудоемкость работ ТО и ТР на СТОА, чел. · ч	Коэффициент прироста объемов работ ТО и ТР
	ПАЗ, КАвЗ	ЛиАЗ, ГолАЗ		
2002	179	15	36 701,42	—
2003	244	34	56 436,95	1,54
2004	238	56	65 867,07	1,17
2005	298	72	83 356,00	1,27
2006	315	86	92 798,49	1,11
2007	529	162	164 185,90	1,77
Среднее значение коэффициента прироста объемов работ ТО и ТР				1,372
Прогноз объемов работ на 2008 г.				$T = 1,372 \cdot 164 185,9 = 225 263,05 \text{ чел.} \cdot \text{ч}$

Таблица 2

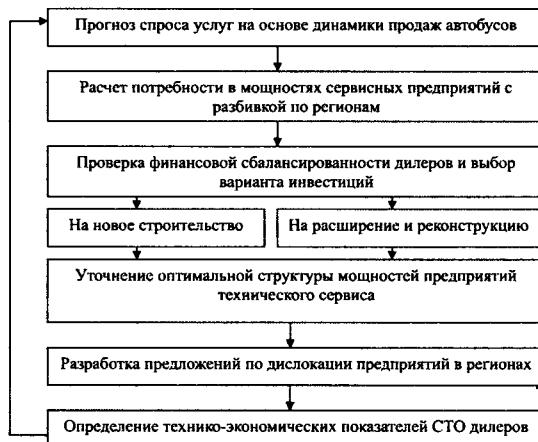
Критерий	Требования	Балл аттестации
Покрытие сервисной сетью на закрепленной территории (собственные СТОА и договоры)	Областные центры Областные центры и города с населением 100 тыс. человек	7 10
Сопровождение модельного ряда автобусов ООО "ЦДТ "Русские автобусы"	Реализованного на закрепленной территории Реализованного и эксплуатируемого в регионе	2 3
Уровень технической оснащенности	Полный перечень рекомендованного оборудования	3
Производственные площади, м ²	300 300–1000 Более 1000	1 2 3
Наличие запасных частей, млн руб.	1 5 10	1 2 3
Наличие эвакуатора	По договору аренды (подряда) Собственный	1 2
Наличие мобильной группы обслуживания с транспортом на каждый регион		3
Аттестация поставщиками двигателей и шасси	Реализованной техники, оснащенной двигателями и шасси поставщиков Реализованной и эксплуатируемой в регионе техники с двигателями и шасси поставщиков	2 3
Информационная обеспеченность (наличие локальной программы деятельности сервиса)		1
Квалификация персонала (наличие дипломов и аттестатов о прохождении обучения)		2
Наличие документальной отчетности о деятельности сервиса		2
Итоговая оценка, балл, дилеров категорий:		
Третья	17	
Вторая	24	
Первая	30	

Перечисленные выше причины привели к очередному этапу развития предприятий технического сервиса, суть которого — переход на новый технологический уровень. И чтобы этот переход был менее болезненным, департамент гарантии и сервиса ООО "ЦДТ "Русские автобусы" разработал новые критерии аттестации своих дилеров, занимающихся сервисным обслуживанием.

Таких критериев 11 (табл. 2). При аттестации за наличие каждого из критериев сервис-дилер получает определенное число баллов, и по их сумме ему присваивается одна из трех (первая, вторая, третья) категории. Например, чтобы иметь первую категорию, сервис-дилер должен набрать не менее 30 баллов, для второй нужно не менее 24, для третьей — 17. Причем категория — это не только моральный, но и материальный стимул. Дело в том, что сервис-дилер получает возмещение за гарантийный ремонт по разным тарифам — от 400 до 800 руб. за нормочас.

"Вес" критериев в балах определяется в зависимости от значимости факторов. Например, самым значимым из них принят показатель "Покрытие сервисной сетью на закрепленной территории". Так, в случае функционирования СТОА в областных городах Российской Федерации дилеру при аттестации присваивается 7 баллов, а если предприятия функционируют в городах с населением более 100 тыс. жителей — 10 баллов, и т. д. Почему — понятно без комментариев.

Департамент разработал также перечень оборудования, необходимого для оснащения СТОА ООО "ЦДТ "Русские автобусы", который учитывает тот факт, что автобусы оснащены компонентами разных производителей (МАН, "Камминз", "Катерпиллар", "Цанрад-фабрик", "Аллисон" и др.); подобрал (по объемам и номенклатуре) комплекты запасных частей, соответствующие паркам автобусов, эксплуатирующихся в регионах, и рекомендуемые дилерам для постоянного пополнения своих складов; предложил и апробировал специальные формы отчетности для дилеров, в которых указываются объемы выполненных гарантийных и коммерческих ремонтов, инвестиции в развитие сервиса, основные причины сверхнормативных простоев автобусов в ремонте; расчетным способом определил норматив по необходимым инвестициям дилеров, который, в зависимости от предоставляемой скидки на реализацию автобусов, может достигать 20 %. Такое



формирование отчетности позволяет объективно оценить уровень функционирования сервиса, выявить проблемы его развития и дать дальнейшие рекомендации по его реорганизации.

Все нововведения внесены в "Дилерский стандарт" (раздел "Сервис и гарантии"), что способствует более четкому пониманию требований и правил взаимодействия ООО "ЦТД "Русские автобусы" с дилерами. Кроме того, на основании выполненных расчетов и иссле-

дований разработана общая методика развития сервиса дилеров "ЦТД "Русские автобусы" (см. рисунок). Так что есть все основания считать, что поэтапное внедрение разработанных мероприятий по реконструкции предприятий технического сервиса дилеров ООО "ЦТД "Русские автобусы" в 2008 и 2009 гг. позволит обеспечить их преимущество в условиях высокой конкуренции в сфере продаж автобусной техники на территории России.

УДК 531.7

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОСТАРТЕРНОГО ПУСКА ДВИГАТЕЛЯ

Канд. техн. наук В.В. НЕЧАЕВ

Рязанский ВАИ

Из всех автомобильных потребителей электрической энергии наибольшую мощность имеет, как известно, стартер. Но большой потребляемый им пусковой ток весьма сильно нагружает аккумуляторную батарею (особенно зимой). Поэтому наличие даже самой незначительной неисправности участка цепи "аккумуляторная батарея—стартер" может воспрепятствовать пуску двигателя. Другими словами, за исправностью этой цепи нужно следить очень внимательно. Однако здесь есть проблемы. Например, электрические и механические характеристики, необходимые для всесторонней проверки стартера, можно измерить лишь на испытательном стенде. То есть демонтировав стартер с автомобиля. Что при нынешних плотных компоновках двигательного отсека связано с большими затратами труда и времени. В связи с чем возникает вопрос: а нельзя ли найти такой способ диагностирования системы пуска, который позволяет технически оценить ее приборы без их демонтажа? Ответ на него может быть только положительным. Свидетельство тому — предлагаемая вниманию читателей статья.

Метод диагностирования, разработанный автором, сводится к следующему.

При диагностировании двигатель автомобиля должен быть выключен, рычаг переключения передач стоять в положении "прямая передача", колеса — быть заторможенными стояночным и рабочим тормозами, а также соприкасаться со специальными упорами. То есть автомобиль должен быть полностью затормо-

женным. Кроме того, для исключения пуска двигателя коммутирующий элемент системы зажигания шунтируется вспомогательным резистором. Это уменьшает вторичное напряжение системы зажигания до величины, меньшей пробивного напряжения на свечах зажигания.

Следующая операция — прокрутка коленчатого вала стартером. Очевидно, что при этом через него будет протекать ток $I_{\text{пп}}$. Измерив его значение и ЭДС (E_6) аккумуляторной

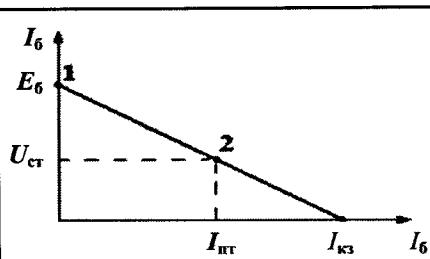


Рис. 1. Вольтамперная характеристика аккумуляторной батареи

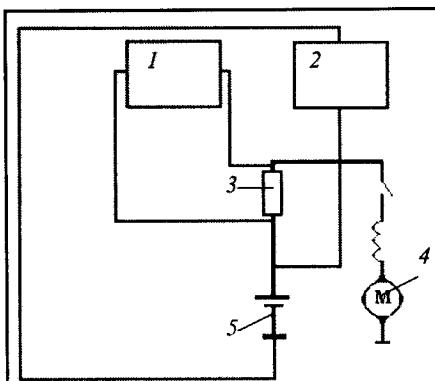


Рис. 2. Схема подключения приборов при диагностировании системы электростартерного пуска:

1 — амперметр; 2 — вольтметр; 3 — шунт; 4 — замок зажигания; 5 — аккумуляторная батарея; 6 — электростартер

батареи, легко построить ее вольтамперную характеристику (рис. 1), а затем найти максимальную электромагнитную мощность $P_{\text{элм}}$ стартера, полное сопротивление $R_{\text{ст}}$ стартерной цепи, ток $I_{\text{кз}}$ короткого замыкания батареи и ее внутреннее сопротивление r_6 . Расчетные формулы, используемые в данном случае, хорошо известны:

$$P_{\text{элм}} = \frac{E_6 I_{\text{пп}}}{4}, \quad R_{\text{ст}} = \frac{E_6}{I_{\text{пп}}}; \quad r_6 = \frac{E_6}{I_{\text{кз}}}.$$

Результаты расчетов позволяют достаточно точно оценить техническое состояние приборов системы электростартерного пуска. Например, значения тока и напряжения должны соответствовать марке стартера. И если этого нет, то система неисправна.

К сожалению, сила тока, которая потребляется стартером, составляет сотни, а порой и тысячи ампер. Это затрудняет использование серийно выпускаемых автомобильных тестеров. Поэтому для расширения предела измерений последних автор предлагает использовать дополнительное устройство, устанавливаемое сразу после аккумуляторной батареи и представляющее собой (рис. 2) двуплечий шунт 3. Один из двух выводов этого шунта предназначен для соединения его с положительной клеммой аккумуляторной батареи, а второй — с выходом амперметра. Причем обе ветви шунта имеют одинаковое сопротивление, что позволяет снизить показания силы тока в 2 раза.

Как видим, предлагаемый метод диагностирования системы электростартерного пуска, действительно, дает возможность оценивать техническое состояние аккумуляторной батареи, стартера, стартерной цепи без демонтажа стартера с автомобиля, определять неисправный прибор (локализовать неисправность). Причем делать все это с помощью тестеров общего назначения.

ЭКСПЕРТНАЯ СИСТЕМА ОЦЕНКИ ВОЗДЕЙСТВИЯ АВТОТРАНСПОРТА НА ВОЗДУШНЫЙ БАССЕЙН ГОРОДСКОЙ ТЕРРИТОРИИ

Канд. физ.-мат. наук О.А. ИВАЩУК

Орловский ГАУ

В большинстве городов России автотранспорт — один из основных источников негативного техногенного воздействия на их воздушный бассейн. Причем воздействия довольно сильного: на прилегающих к автодорогам территориях образуются зоны, в воздухе которых содержание токсичных веществ может превышать предельно-допустимые концентрации (ПДК), а уровень шума — санитарно-гигиенические нормы.

Чтобы бороться с этими явлениями, нужно уметь быстро и точно оценивать результаты взаимодействия потоков автотранспорта с природной сферой. И такую возможность дает, по мнению автора, создание и применение специализированных экспертных систем.

Экспертные знания о любом процессе, как известно, формулируются чаще всего в логической форме (например, "если..., то..."). В связи с чем при разработке автором подобной системы был использован аппарат нечеткого моделирования, которое в последнее время считается наиболее перспективным направлением прикладных исследований в области управления и принятия решений. Тем более что в настоящее время возможности использования этого аппарата хорошо обоснованы. Это — теорема Ванга о нечеткой экспертной системе; вывод о том, что логический контроллер Мамдани является универсальным аппроксиматором; теорема FAT (доказанная Б. Коско) о том, что любая математическая система может быть аппроксимирована системой, основанной на нечеткой логике; наконец, в настоящее время уже достаточно хорошо освоены несколько алгоритмов нечеткого вывода. (И прежде всего — алгоритмы Мамдани и Сугено.) Они различаются видом используемого правила нечеткой импликации, но общий логический вывод всегда получается после выполнения следующих четырех этапов.

1. Введение нечеткости (фаззификация) — определения и применения функций принадлежности к фактическому значению входных переменных.

2. Логический вывод — применение вычисленного значения истинности для предпосылок каждого правила к заключениям последних.

3. Агрегирование — объединение всех нечетких множеств, назначенных к каждой переменной вывода (во всех правилах) для формирования одного нечеткого подмножества.

4. Приведение к четкости (дефаззификация) — преобразование нечеткого набора выводов в четкое число.

Рассматриваемая система создавалась с учетом сказанного и с использованием программного пакета Fuzzy Logic Toolbox (приложение системы MATLAB). Параметры функций ее входов и выхода, диапазоны их изменения задавались на основе анализа данных общественного экомониторинга на автодорогах Орла в

2004—2007 гг., а также результатов имитационных экспериментов, проведенных автором с помощью специально разработанных нейросетевых математических моделей. В итоге получилась структура системы (рис. 1).

Два левых блока представляют собой входы системы. На них подается информация о состоянии воздушного бассейна рассматриваемой территории. В верхнем блоке оценивается уровень химического воздействия потоков автотранспорта на атмосферный воздух. При этом в качестве оценочного критерия используется коэффициент K , равный сумме отношений фактических (или спрогнозированных) концентраций C monoоксида углерода (CO), диоксидов азота (NO_2) и серы (SO_2) к максимальным разовым ПДК:

$$K = \frac{C_{\text{CO}}}{\text{ПДК}_{\text{mp}}(\text{CO})} + \frac{C_{\text{NO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{mp}}(\text{NO}_2)} + \frac{C_{\text{SO}_2}}{\text{ПДК}_{\text{mp}}(\text{SO}_2)}.$$

Значения K имеют три интервала, каждый из которых характеризует определенный уровень загрязнения атмосферного воздуха вредными выбросами. Так, если $K = 0 \div 1$, уровень загрязнений пониженный; если $K = 1 \div 3$ — повышенный; если $K = 3 \div 5$ — значительный.

В нижнем блоке оценивается загрязнение воздушного бассейна шумом. В качестве оценочного критерия здесь выступает величина эквивалентного уровня шума ($L_{\text{экв}}$). Причем состояние акустической среды также характеризуется тремя интервалами: если $L_{\text{экв}} = 65 \div 75$ дБА — шумовая нагрузка умеренная, значит, соблюдаются требования по эквивалентному уровню шума на тротуаре (не более 75 дБА) и максимальным уровням звука в жилых помещениях (не более 55 дБА); если $L_{\text{экв}} = 75 \div 80$ дБА — шумовая нагрузка повышенная, тогда наблюдается превышение граничного значения эквивалентного уровня шума на тротуаре и допустимого уровня для жилых помещений, при этом требования по максимальным уровням шума в жилых помещениях соблюдаются; если $L_{\text{экв}} = 80 \div 85$ дБА — шумовая нагрузка значительная, а значит, наблюдается превышение всех перечисленных выше норм.

Правый блок структурной схемы моделируемой экспертной системы отражает ее выход — оценка сложившейся экологической ситуации на рассматриваемой территории, сформировавшейся в результате движения потоков автотранспорта, по качественному состоянию

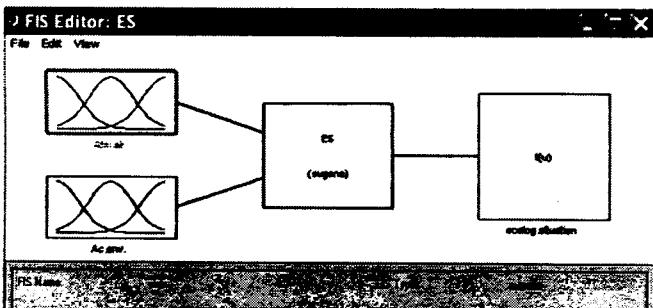


Рис. 1. Вид окна FIS-редактора после задания структуры экспертной системы ES

воздушного бассейна. Это функция $f(u)$, названная ecological situation/ecolog. situation.

Вербально задача определения выхода экспертной системы описывается так:

если для данного участка на границе жилой застройки в течение года сохраняется пониженный уровень загрязнения атмосферного воздуха и умеренная шумовая нагрузка, то экологическая обстановка — нормальная;

если сохраняется пониженный уровень загрязнения атмосферного воздуха, но наблюдается повышенная шумовая нагрузка, или сохраняется умеренная шумовая нагрузка, но наблюдается повышенный уровень загрязнения атмосферного воздуха, то экологическая обстановка — относительно опасная, т. е. опасная по одному из факторов качества воздушного бассейна;

если одновременно наблюдается повышенный уровень загрязнения атмосферного воздуха и повышенная шумовая нагрузка или наблюдается значительный уровень загрязнения атмосферного воздуха, но сохраняется умеренная шумовая нагрузка, или наблюдается значительная шумовая нагрузка, но сохраняется пониженный уровень загрязнения атмосферного воздуха, то экологическая обстановка — опасная по обоим (или одному) факторам качества воздушного бассейна;

если одновременно наблюдается значительный уровень загрязнения атмосферного воздуха и повышенная шумовая нагрузка или значительная шумовая нагрузка и повышенный уровень загрязнения атмосферного воздуха, то экологическая обстановка — очень опасная;

если одновременно наблюдается значительный уровень загрязнения атмосферного воздуха и значительная шумовая нагрузка, то экологическая обстановка — критическая.

В рассматриваемой системе использован алгоритм вывода типа Сугено нулевого порядка. Сложившаяся на данной территории экологическая ситуация оценивается по пятибалльной шкале: нормальная — 1, относительно опасная — 2, опасная — 3, очень опасная — 4, критическая — 5. Для формирования выхода системы сконструирован набор из следующих девяти логических правил.

1. $(Atm.air == lower) \& (Ac.env == lower) \Rightarrow (ecolog.situation = norm.)$
2. $(Atm.air == lower) \& (Ac.env. == higher) \Rightarrow (ecolog.situation = relat. dangerous)$
3. $(Atm.air == higher) \& (Ac.env. == lower) \Rightarrow (ecolog.situation = relat. dangerous)$
4. $(Atm.air == higher) \& (Ac.env. == higher) \Rightarrow (ecolog.situation = dangerous)$
5. $(Atm.air == lower) \& (Ac.env. == highest) \Rightarrow (ecolog.situation = dangerous)$
6. $(Atm.air == highest) \& (Ac.env. == lower) \Rightarrow (ecolog.situation = dangerous)$
7. $(Atm.air == higher) \& (Ac.env. == highest) \Rightarrow (ecolog.situation = v.dangerous)$
8. $(Atm.air == highest) \& (Ac.env. == higher) \Rightarrow (ecolog.situation = v.dangerous)$
9. $(Atm.air == highest) \& (Ac.env. == highest) \Rightarrow (ecolog.situation = critical)$.

Для обоих левых блоков используются по три функции принадлежности треугольной формы, функции

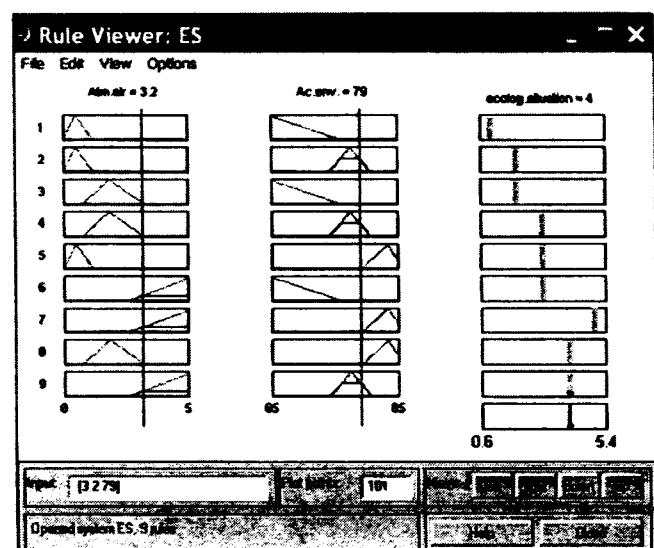


Рис. 2. Окно просмотра правил для ES

принадлежности для выходной переменной $f(u)$ заданы постоянными в соответствии с введенной выше шкалой логических правил.

На рис. 2 показано окно просмотра правил. В нем можно устанавливать (вручную или с помощью линейки) любые значения K и $L_{\text{экв}}$. Например, сейчас на нем отражено, что $K = 3,2$ и $L_{\text{экв}} = 79$ дБА (данные зафиксированы в мае 2008 г. на участке ул. Брестской — одной из наиболее загруженных в Орле). Это означает, что система оценивает экологическую обстановку по качеству воздушного бассейна на Брестской в четыре балла, т. е. как очень опасную.

Созданная автором экспертная система прошла экспериментальную проверку в Орле. В частности, с ее помощью выявлены репрезентативные и наиболее опасные (по мощности оказываемого негативного воздействия) участки автодорог города на основе определенных из экспериментов и модельных оценок значений концентрацийmonoоксида углерода и диоксидов азота и серы, а также эквивалентного уровня шума для обеих сторон улиц (на границе жилой застройки) при заданных (усредненных по замерам, полученным в течение года) значениях параметров потоков автотранспорта (их интенсивность, состав, скоростной режим) и значениях параметров улично-дорожной сети (длина перегона, ширина дороги и улицы, плотность и высотность застройки, коэффициент озеленения). При этом рассматривались различные возможные сочетания наиболее вероятных для Орла скорости ветра (3,6 м/с) и угла между направлением ветра и осью автодороги. В результате были вычислены средневзвешенные значения вредных веществ с учетом повторяемости ("розы") направлений ветра, а также значения коэффициентов K и $L_{\text{экв}}$.

Полученная с помощью разработанной системы информация позволила определить необходимое для города число (девять) стационарных постов контроля качества воздушного бассейна. Кроме того, она, как показал опыт ее применения, дает возможность предотвратить экологические риски, связанные с авто-

транспортом, при строительстве жилых или производственных объектов и новых автодорог, переустройстве улично-дорожной сети, а также при планировании обустройства прилегающих к ним территорий.

Например, это доказал проведенный по заказу ООО "Орелстройинвест" анализ воздействия потоков автотранспорта на воздушный бассейн территории, выбранной им для строительства многоэтажного жилого дома. В результате обследования параметров потока и внешних факторов, влияющих на распространение и накопление загрязнений в пространстве, была проведена модельная прогнозная оценка как содержания загрязняющих веществ в атмосферном воздухе, так и уровня шумового воздействия на будущий дом. В итоге установлено, что экологическая обстановка, которая сформируется при воздействии потока автотранспорта в среднем в течение года на территории предпо-

лагаемой жилой застройки, будет нормальной. Однако если детская площадка и площадка для отдыха будут оборудованы перед домом с выходом на проезжую часть, то нормы по шумовому воздействию соблюсти не удастся. Кроме того, возможно и повышенное загрязнение атмосферного воздуха на площадках в дни с неблагоприятными метеорологическими условиями.

Это, разумеется, частный случай. Но следует отметить, что предлагаемая экспертная система по своей сути универсальна, т. е. может эффективно применяться не только в органах управления автотранспортом региона, но и в системах экомониторинга, строительными, строительно-дорожными, проектными организациями, службами экологической экспертизы, а также в НИИ. Причем для решения очень широкого спектра задач в области повышения экологической безопасности автотранспортного комплекса.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.981

РАСЧЕТНЫЕ ПРОЦЕДУРЫ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ТЕХНОЛОГИИ ПРОИЗВОДСТВА ШИРОКОПОЛОЧНЫХ ПРОФИЛЕЙ

Канд. техн. наук С.В. ФИЛИМОНОВ, А.С. БАРАНОВ,
д-р техн. наук В.И. ФИЛИМОНОВ

ООО "НПО "ИДМ", Ульяновский ГТУ

Приведены упрощенные математические модели, используемые в технологии производства широкополочных профилей. Дан пример расчета для широкополочного швеллера и указаны подходы к распространению приведенных моделей на класс широкополочных профилей с периферийными элементами жесткости.

Гнутые широкополочные (с отношением основной подгибаемой полки к толщине заготовки более 30) профили давно уже нашли широкое применение в автомобильной промышленности: из них делают несущие элементы кузова, направляющие дверей, сидений и т. п. Изготавливают их, как правило, сами автозаводы, причем в основном методом интенсивного деформирования. Однако при организации таких производств возникают взаимосвязанные проблемы. С одной стороны, технологии, чтобы снизить трудоемкость небольших партий профильных изделий, стараются минимизировать число технологических переходов при их производстве, а с другой, сокращению числа переходов из-за применяемых "жестких" схем формообразования очень часто сопутствует потеря устойчивости периферийных элементов получаемых профилей. Особенно уязвимы с этой точки зрения швеллерные профили, которые наиболее привлекательны в отношении числа технологических переходов.

Но решение данных проблем есть. Оно — в создании периферийных элементов жесткости на широкополочном швеллерном профиле (рис. 1). Причем простейшим методом — подгибкой основных полок.

При таком подходе задача, которую приходится решать при разработке технологии формообразования широкополочного профиля с элементами жесткости, сводится, по существу, к минимизации числа технологических переходов при изготовлении только профиля швеллерного типа. И алгоритм ее решения включает пять этапов: вычисление числа переходов; предварительный выбор схем и режимов формообразования, выбор подходящего оборудования; назначение углов подгибы элементов профиля по переходам; определение

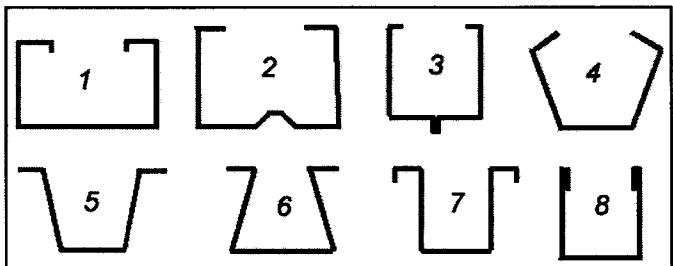


Рис. 1. Широкополочные профили с периферийными элементами жесткости, изготавливаемые по схемам, близким к схемам формообразования широкополочного швеллерного профиля:

1 — С-образный профиль с отбортовками на горизонтальных полках; 2 — С-образный профиль с рифтом в донной части; 3 — С-образный профиль с петельным элементом в донной части; 4 — С-образный профиль с наклонными полками; 5 — корытный профиль; 6 — корытный профиль с поднутрением основных подгибаемых полок; 7 — корытный профиль с отбортовками на горизонтальных полках; 8 — швеллерный профиль с периферийными элементами двойной толщины

ние протяженности зоны плавного перехода в межклетьевом пространстве; анализ схемы формообразования на предмет отсутствия кромковой волнистости.

Рассмотрим эти этапы.

Число N переходов рассчитывают на основе полуэмпирической модели (формула № 1 в табл. 1). В этой формуле первый из стоящих в квадратных скобках сомножителей отражает влияние формы дна заготовки профиля, второй — степень "стеснения" заготовки, третий — жесткость угловой зоны; функция F формы определяется по формуле № 2.

Предполагаемое к использованию профилировочное оборудование выбирается на основе рассчитанного числа N переходов, а также характеристик профиля и заготовки. Обычно в паспорте станка указывается предельная высота формируемого профиля, ширина, толщина и предел текучести или прочности материала применяемой заготовки.

Углы α_k подгибы элементов профиля по переходам в значительной степени влияют на качество гнутого профиля, потребное число формующих клетей, а следовательно, на себестоимость готовой продукции. Их находят по формуле № 3, а затем проверяют правильность их выбора с помощью упрощенной модели зоны плавного перехода (формула № 4). При этом должно выполняться условие — отвечающее формуле № 5, несоблюдение этого условия приводит к переформовке профиля, необоснованным энергетическим затратам и возникновению дефектов профиля. Но, в принципе, можно получить значение угла α_k подгибы из формулы № 4 и сравнить его со значением, рассчитанным по формуле № 3.

Однако выбор углов, удовлетворяющих формуле № 5, к сожалению, еще не гарантирует отсутствие такого дефекта, как кромковая волнистость, возникающая вследствие различия продольной деформации перифе-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$N = F \left[\sqrt{\frac{L_M}{C}} \cdot \frac{2b(1 - \cos\alpha)}{L_M n} \left(\frac{R}{\sqrt{r_b s}} \right) \right]^{0.5}$	F — функция формы; L_M — межклетевое расстояние профилировочного станка; C — ширина дна профиля; b — ширина подгибаемой полки; α — суммарный угол подгибы полки; n — число зон изгиба профиля; R — радиус зоны изгиба, соответствующий 98%-му уровню охвата зоны изгиба пластическими деформациями; r_b — внутренний радиус зоны изгиба; s — толщина заготовки
2	$F = 3,2 \sqrt{n} \frac{A}{A'}$	A — площадь фигуры, охватываемой контуром сечения профиля и линией соединения кромок; A' — площадь фигуры, построенной на отрезке дна профиля и отрезке, соединяющем кромки профиля
3	$\alpha_k = \arcsin \left\{ \frac{1}{2} \left[\sin \left(\frac{k\alpha}{N} \right) + \frac{k \sin \alpha}{N} \right] \right\}$	k — номер текущего перехода
4	$L_k = \sqrt{\frac{8\Theta_k b^3}{3s}}$	L_k — протяженность зоны плавного перехода на k -м переходе; Θ_k — угол подгибы в текущем переходе
5	$0,2L_M < L_k < L_M$	—
6	$J(\xi) = \begin{cases} 0, \text{ при } \xi < 1 \\ 1, \text{ при } \xi \geq 1 \end{cases}$	—
7	$e_k^f = \ln \sqrt{1 + \left[\frac{2b \sin(0,5\theta_k)}{L_k - (R_k^0 + b \sin \theta_k) \sin \gamma L_M} \right]}$	R_k^0 — радиус катающих валков под стенкой в k -м переходе; $\theta_k = \alpha_k - \alpha_{k-1}$ α_k, α_{k-1} — углы подгибы на k -м и $(k-1)$ -м переходах соответственно
8	$\gamma(L_M) = \arccos \left(\frac{L_M^2 - (b \sin \theta_k)^2}{L_M^2 + (b \sin \theta_k)^2} \right)$	—
9	$e_k^{cr} = \left[\frac{(ka)^2 n E}{K} \left(\frac{s}{H_k - h_k^{cg}} \right)^4 \right]^{\frac{1}{n+1}}$	k — коэффициент, учитывающий условия закрепления краев полки; E — модуль Юнга; H_k, h_k^{cg} — высота профиля и координата центра масс сечения профиля на k -м переходе; K, n — параметры упрочнения материала заготовки
10	$\lambda = \frac{\pi^2}{12(1-\mu^2)}$	μ — коэффициент Пуассона
11	$H_k - h_k^{cg} \approx \frac{b \sin \theta \alpha_k (b + c)}{2b + c}$	—
12	$\Delta L = s \left[\frac{3k \frac{\sigma_T}{E} (r + 0,5)^2}{1 + \frac{6\sigma_T}{E} (r + 0,5)} \right]$	σ_T — предел текучести материала

рийных участков подгибаемых элементов профиля и продольными деформациями его донной части. И возможность появления кромковой волнистости можно прогнозировать: нужно сопоставить приобретенную (e_k^f) и критическую (e_k^{cr}) продольные деформации полки, используя индикаторную $J(\xi)$ функцию (формула № 6). При этом продольную e_k^f деформацию полки на k -м переходе вычисляют по формуле № 7, а входящий в нее угол $\gamma(L_m)$ контакта заготовки и роликов k -го перехода — по формуле № 8. Критические деформации e_k^{cr} полок подсчитывают по формуле № 9.

И так как формула № 10 дает значение предельной деформации в закритической области, и принимается равным 0,5. Коэффициент k' , учитывающий условия закрепления краев пластин-полок (один край защемлен, второй — свободен), принято брать равным 2,47. Для определения входящей в нее разницы ($H_k - h_k^{cg}$) предназначена формула № 11.

При формообразовании тонкостенных профилей с широким дном (например, при $C/s > 100$) возникает "эффект желобчатости" — прогиб донной части профиля, позволяющий назначать более жесткие (на 2–7) режимы подгиба, чем для профилей, имеющих узкую донную часть. Тем самым обеспечивается возможность сокращения числа переходов для таких профилей.

При проектировании роликовой оснастки следует назначать размеры калибра последней формующей пары роликов с учетом изменения размера профиля на величину ΔL вследствие пружинения — так, чтобы размер профиля соответствовал нижней границе допускаемого размера. Это дает возможность выдерживать допуски на линейные размеры поперечного профиля и, кроме того, создавать запас (в пределах величины поля допуска на профиль) на будущий износ роликов, в результате чего повышается срок их службы.

Величину изменения ΔL линейного размера элемента профиля из-за пружинения определяют на основе теоремы Ильюшина о разгрузке с учетом особенностей интенсивного деформирования (формула № 12).

Применение приведенного выше алгоритма создания технологии производства широкополосочных профилей рассмотрим на примере швеллерного профиля (рис. 2), выполненного из стали 10.

Первый этап. Число клетей, необходимых для реализации технологии, определяем по формулам № 1 и 2,

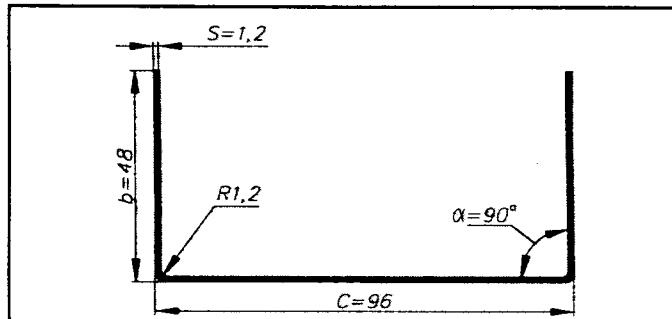


Рис. 2. Сечение широкополосочного швеллерного профиля

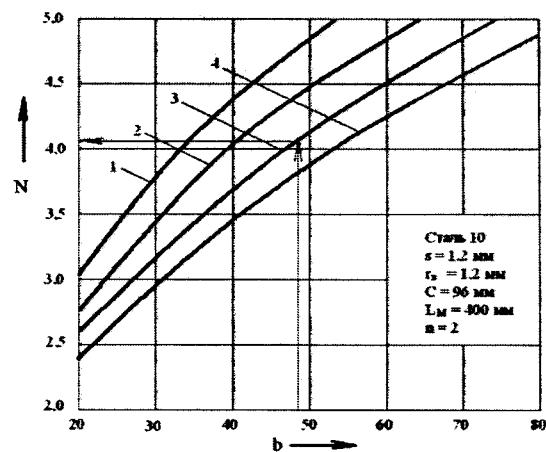


Рис. 3. Диаграмма определения числа переходов:

1 — $L_m = 200$ мм; 2 — $L_m = 300$ мм; 3 — $L_m = 400$ мм; 4 — $L_m = 500$ мм

подставляя в них значения параметров, взятые из рис. 2. При этом ориентируемся на доступный парк технологического оборудования (например, оборудования Ульяновского ООО "Спецтехнология"), подходящего для изготовления данного профиля по габаритным характеристикам его сечения и механическим свойствам заготовки. Так, исходя из габаритных размеров сечения, предварительно находим, что $L_m = 400$ мм. Далее воспользуемся графическим отображением (рис. 3) формулы № 12, полученным с использованием прикладной программы MathCAD-2001 Pro, и определим по нему (процедура определения показана стрелками) число переходов. Их, после округления в большую сторону, получается пять.

В качестве схемы формообразования профиля возьмем схему в закрытых калибрах, характерную для метода интенсивного деформирования (монотонная подгибка полок по отношению к базовому элементу — дну профиля) при режиме формовки зон изгиба с постоянным радиусом на всех переходах.

Второй этап. В качестве основного формообразующего оборудования для нашего швеллерного профиля (по высоте профиля, ширине развертки заготовки и числу переходов) лучше всего подходит станок СПУ-400К6×65, характеристики которого приведены ниже.

Параметр	Значение параметра
Число клетей	6
Межклетьевое расстояние, мм	400
Высота поверхности станины над полом, мм	800
Высота нижнего вала клети над столом, мм	200
Максимальная глубина профилирования, мм	60
Скорость профилирования, м/мин	8–10
Толщина обрабатываемой заготовки, мм	0,5–2,0
Максимальная ширина заготовки, мм	360
Диаметр рабочих валов профилирующей клети, мм	65
Длина рабочей части ее валов, мм	400
Регулировка верхнего вала по вертикали, мм	50
Межосевое расстояние (min–max)	130–190
Мощность электродвигателя станка, кВт	11

Таблица 2

Параметр	Номер перехода				
	1	2	3	4	5
L_k , мм	251,32	252,29	255,20	264,65	351,94
Θ_k , град.	14,75	14,85	15,19	16,32	28,89

Таблица 3

Параметр	Значение параметра при переходах				
	1	2	3	4	5
H_k , мм	12,221	23,709	33,817	42,026	48,000
h_k^{cg} , мм	3,055	5,927	8,455	10,506	12,000
$\gamma_k(L_k)$	0,063	0,063	0,063	0,063	0,118
e_k^f	$4,806 \cdot 10^{-4}$	$4,881 \cdot 10^{-4}$	$5,108 \cdot 10^{-4}$	$5,904 \cdot 10^{-4}$	$1,856 \cdot 10^{-4}$
e_k^{cr}	0,2101	0,0231	0,0071	0,0034	0,0022
ξ_k	0,00229	0,02113	0,07225	0,17213	0,84364
$J(\xi_k)$	0	0	0	0	0

стоятельство, что при формировании широкополочных профилей с периферийными элементами жесткости подгибаемая полка за счет "надстройки" обладает большей жесткостью, чем гладкая. И здесь необходимо учитывать жесткость элементов, которые несет основная подгибаемая полка.

Процедура такого учета следующая.

Первоначально подсчитывается момент сопротивления полки на кручение на уровне предшествующего перехода, а затем толщина эквивалентной гладкой полки той же ширины.

Дальнейшие технологические расчеты с использованием приведенных моделей не отличаются от описанной выше процедуры.

Производственная проверка предлагаемого метода интенсивного деформирования для изготовления широкополочных профилей показала: он позволяет сократить, по сравнению с традиционным профилированием, число технологических переходов; за счет формализации расчетных и проектных процедур уменьшить трудоемкость и время технологической подготовки производства; расчетные процедуры для швеллерного профиля могут быть распространены и на более широкий класс широкополочных профилей с периферийными элементами жесткости, для чего достаточно по критерию эквивалентности моментов сопротивления на кручение привести конфигурацию профиля к типовой конфигурации швеллерного профиля с приведенной же толщиной подгибаемой полки.

Третий этап. Результатирующие углы подгиба для каждого перехода рассчитываются по формуле № 3 и строим схему формообразования, приведенную на рис. 4.

Четвертый этап. Протяженность зоны плавного перехода в каждом из переходов вычисляем по формуле № 4, а затем по формуле № 5 проверяем допустимость расчетных углов подгиба.

Приведенные в табл. 2 значения протяженности зоны плавного перехода, как видим, удовлетворяют этому условию. Однако сказать, что схема формообразования пригодна, преждевременно. Надо выполнить пятый этап — убедиться, что она обеспечивает и соответствие по критерию отсутствия кромковой волнистости. Иначе говоря, проверить схему по формулам № 6—10.

Результаты таких расчетов приведены в табл. 3.

Из таблицы следует, что выбранная схема формообразования не дает кромковой волнистости, в чем можно убедиться по значениям индикаторной функции. При этом следует подчеркнуть, что эффект "желобчатости" учитывать не обязательно, поскольку его проявление становится заметным при $C/s > 100$, а в рассматриваемом примере $C/s = 80$.

Пройдя перечисленные выше пять этапов, приступить к проектированию формующей оснастки еще нельзя. Прежде нужно вычислить по формуле № 11 изменение ΔL линейного размера (на одну сторону) донной части профиля. В нашем примере $\Delta L = 0,026$ мм. Следовательно, номинальную ширину калибра роликов последнего перехода можно увеличить на 0,05 мм и приступить к проектированию технологического оснащения и технологической подготовке производства.

Таким образом, предлагаемая технология требует для швеллерных широкополочных профилей с $b/s > 40$ не более пяти переходов, тогда как традиционная — шесть-восемь и более.

Приведенные расчетные процедуры для швеллерного профиля могут быть обобщены на более широкий класс широкополочных профилей с периферийными элементами жесткости, сечения которых приведены на рис. 1. При этом следует принимать во внимание то об-

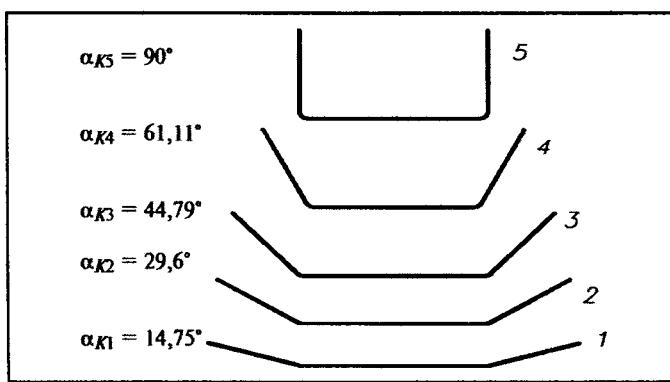


Рис. 4. Схема формообразования и углы подгиба профиля:
1, 2, 3, 4, 5 — номера последовательно выполняемых переходов; α_i — соответствующие им углы подгиба

ИМИТАЦИОННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ РАЗРУШЕНИЯ ПОЛИМЕРНЫХ МАТЕРИАЛОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ ДЛЯ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МЕТАЛЛОКОНСТРУКЦИЙ

Канд. техн. наук Н.И. БАУРОВА

МАДИ (ГТУ)

Изложены основные принципы применения метода статистического моделирования (Монте-Карло) для анализа процесса разрушения kleевого материала на основе эпоксидного олигомера и оминного отвердителя. В качестве армирующего материала использовалось углеродное волокно. Предложены алгоритмы расчетов, позволяющие проводить многофакторные исследования. Структура модели накопления напряжений формируется на основе анализа причинно-следственных связей технологических и эксплуатационных факторов, а выходные параметры определяются статистическими методами. Приведены примеры прогнозирования механических свойств.

Давно доказано, что процессы перераспределения напряжений в материале вызваны накоплением повреждений, и из-за вероятностного характера разрушения их целесообразно выполнять методом имитационного моделирования. Поэтому автор, занявшись проблемой долговечности тензочувствительных датчиков, используемых при диагностике металлоконструкций, остановила свой выбор именно на данном методе.

Рассматриваемые датчики (см. "АП", 2008, № 9) выполнены с использованием эпоксидного клея холодного отверждения на основе эпоксидированной смолы ЭД-20, полизиэтиленполиамина (отвердитель) и углеродного волокна УКН-2-500 (наполнитель). Это принципиально новая конструкция, опыта эксплуатации которой практически нет. Значит, нет и достаточно точной информации о ее долговечности. А такая информация крайне нужна: датчики, по логике, должны сохранять работоспособность в течение времени, как минимум не меньшего ресурса металлоконструкции, на которой их устанавливают.

Модели процессов долговечности с достаточной для практических целей точностью можно, по мнению автора, представить в виде стандартных формул № 1, 2 и 3 (табл. 1).

Для имитационного моделирования применен метод Монте-Карло, суть которого состоит в том, что в этих моделях в качестве переменных рассматриваются случайные величины β_i , а эксплуатационные факторы X_i считаются фиксированными. Кроме того, при расчетах используются случайные числа.

Причем, понятие "случайное число" достаточно неопределенно, и на практике не требуется иметь последовательность действительно случайных чисел. Поэтому была задействована стандартная программа, генерирующая случайные (точнее, псевдослучайные) числа, равномерно расположенные в заданных интервалах.

И еще одно предварительное замечание. Как сказано выше, в моделях, выраженных формулами № 1–3, случайными являются значения β_0 и β_i . Однако если случайными оказываются также один или несколько факторов X_i , определяющих условия эксплуатации kleевого соединения, то для оценки величины математического ожидания выходного параметра $M\{Y_{i0}\}$ и его среднего квадратического отклонения $S_2\{Y_{i0}\}$ аналитические выражения получить не удается. В этом случае приходится проводить машинный эксперимент путем прогонов соответствующих имитационных моделей по методу Монте-Карло.

В приведенных выше математических моделях Y_i представляет собой входной параметр. К выходным же относятся две группы параметров. Это, во-первых, параметры состояния (все множество параметров, которое определяет свойства kleевого соединения, зависящие от геометрии склеиваемой конструкции и технологии склеивания); во-вторых, параметры эксплуатационных свойств (все множество параметров, определяющих эксплуатационные нагрузки, которые должно выдерживать kleевое соединение в процессе функционирования изделия).

Для дальнейшей их "расшифровки" введем понятие векторов: \bar{X}_1 и \bar{X}_2 — входные факторы, первый из ко-

Таблица 1

№ формулы	Формула	Примечания
1	$Y_i = \beta_0 + \beta_1 X_1 + \beta_2 X_2 + \dots + \beta_r X_r$	Y_i — i -параметр состояния работоспособности системы после воздействия эксплуатационных факторов; $\beta_0, \beta_1, \beta_2, \dots, \beta_r$ — истинные значения коэффициентов регрессии; X_i — i -й показатель условий эксплуатации системы
2	$Y_i = \beta_0 X_1^{\beta_1} X_2^{\beta_2} \dots X_r^{\beta_r}$	—
3	$\ln Y_i = \ln \beta_0 + \beta_1 \ln X_1 + \beta_2 \ln X_2 + \dots + \beta_r \ln X_r$	—
4	$\bar{Y}_2 = f_2\{\bar{X}_1, \bar{X}_2\}$	—
5	$\tau_{max} = \tau_{cp} \sqrt{\frac{1}{lhv}}$	τ_{cp} — среднее значение разрушающего напряжения; v — коэффициент, зависящий от свойств склеивания материалов
6	$v = \sqrt{\frac{2G}{Eh_1h_2}} \cdot l$	l — длина kleевого соединения; G — модуль сдвига отвердевшего клея; E — модуль упругости склеиваемых материалов; h_1, h_2 — толщина этих материалов и клея соответственно
7	$\tau_{cp} = \bar{Y}_2 = 23,4 - 0,142 X_1 - 0,09 X_2 - 0,023 X_3$	—

Число прогонов N	Параметр				
	\bar{Y}_2	$Y_{2 \max}$	$Y_{2 \min}$	$S\{Y_2\}$	χ^2
50	$2,55 \cdot 10^3$	$3,46 \cdot 10^4$	$1,09 \cdot 10^2$	18,67	28,18
100	$2,32 \cdot 10^3$	$3,29 \cdot 10^4$	$1,21 \cdot 10^2$	11,3	69,5
250	$2,05 \cdot 10^3$	$3,22 \cdot 10^4$	$1,31 \cdot 10^2$	2,4	123
500	$2,03 \cdot 10^3$	$3,16 \cdot 10^4$	$1,34 \cdot 10^2$	0,98	146

толщины задавались исходя из наиболее часто встречающихся на практике kleевых соединений.

Непосредственно имитационное моделирование состояло в том, чтобы из случайного значения варьируемых параметров сформировать массив чисел, отражающих значение максимальных напряжений. Затем, последовательно увеличивая число прогонов (от 10 до 500), определяли среднее \bar{Y}_2 , максимальное $Y_{2 \max}$ и минимальное $Y_{2 \min}$ значения напряжений, дисперсию $S\{Y_2\}$ и критерий Пирсона χ^2 (табл. 2).

Для построения последующих имитационных моделей число прогонов может быть скорректировано с учетом полученных результатов, причем как в сторону их увеличения, так и уменьшения.

Из табл. 2 следует, что границы доверительного интервала $Y_{2 \max}$ и $Y_{2 \min}$ расположены несимметрично относительно математического ожидания \bar{Y}_2 . Это закономерно при логарифмически нормальном законе распределения, однако справедливость принятия этой гипотезы также требует своего экспериментального подтверждения.

Таким образом, в результате проведенных исследований построена модель, в которой в качестве значений τ_{cp} предлагается использовать полученное уравнение регрессии, а в качестве функции $\bar{X}_1 = \{G, E, h_1, h_2\}$ — результаты имитационного моделирования, значения которых приведены в табл. 2. Полученные результаты позволяют оценить величину максимального напряжения в kleевом шве при большом многообразии ситуаций, возникающих в результате изменения свойств склеиваемых материалов и условий эксплуатации kleевого соединения.

торых определяет условия, при которых были изготовлены kleевые соединения, а второй — условия эксплуатации склеенной конструкции; \bar{Y}_1 и \bar{Y}_2 — выходные параметры, элементами которых являются параметры состояния и эксплуатационных свойств соответственно. Кроме того, априорно принимаем, что между параметрами состояния и параметрами эксплуатационных свойств имеет место соотношение, в общем виде соответствующее формуле № 4, а для максимальных значений напряжений в kleевом шве — формуле № 5. Причем нужно иметь в виду, что последняя справедлива при условии, что склеиваемые элементы имеют одинаковые геометрические размеры и изготовлены из одного материала. Входящий в эту формулу параметр v рассчитывается по формуле № 6.

Значение $\tau_{cp} = \bar{Y}_1$ определялось путем многофакторного регрессионного анализа с построением модели № 1. Для этого были выбраны три фактора: X_1 — повышенная (323 К, или 50 °C) температура с интервалом ее варьирования ± 20 К; X_2 — пониженная (258 К, или -15 °C) температура с интервалом ее варьирования ± 5 К; X_3 — влажность воздуха, равная 90 %, с интервалом варьирования ± 10 %.

Уравнение регрессии для исследуемого kleевого материала, после вычисления коэффициентов β , регрессии модели № 1 с использованием стандартной матрицы, приобрело вид формулы № 7. Значения коэффициентов регрессии имеют следующие размерности: $\beta_1 = \text{МПа}/\text{град.С}$, $\beta_2 = \text{МПа}/\text{град.С}$, $\beta_3 = \text{МПа}/\%$, что позволяет получить искомое значение напряжений в kleевом соединении после воздействия повышенной X_1 , пониженной X_2 температур и влажности X_3 .

Далее, для построения полной модели, необходимо вычислить значения $\bar{X}_1 = \{G, E, h_1, h_2\}$, которые при выполнении настоящей работы находились в процессе имитационного моделирования. Для этих целей первоначально задавались следующие интервалы (диапазоны) варьирования случайных чисел, используемые при имитационном моделировании: модуль G сдвига kleя — 500–3000 МПа; модуль E сдвига склеиваемых материалов — $3 \cdot 10^4$ – $2 \cdot 10^5$ МПа; толщина h_2 kleевого шва — 0,01–0,5 мм и толщина h_1 склеиваемого соединения — 1–10 мм.

Модуль сдвига kleя в реальных материалах может быть изменен путем использования различных наполнителей и соответственно толщин kleевого шва. Но в данной работе и модули склеиваемых материалов, и их

УДК 629.11.011.673

ОЦЕНКА "ИНФОРМАТИВНОСТИ" АВТОМОБИЛЬНОГО СТЕКЛОЧИСТИТЕЛЯ

Канд. техн. наук А.Ф. МЕЛЬНИКОВ

МГТУ "МАМИ"

Работа водителя тесно связана с необходимостью воспринимать очень большой объем зрительной информации и ее анализировать. Причем наиболее важную часть данной информации водитель получает в результате наблюдения за объектами, находящимися

снаружи (световые сигналы, дорожная разметка, особенности транспортного потока и т. п.). Но наблюдение ведется через остекление кабины — главным образом через ветровое стекло, которое, по сути, представляет собой источник помех для восприятия необходимой информации. Особенно — из-за периодического изменения величины этих помех вследствие атмосферных осадков, грязи, поднимаемой колесами других АТС с дорожного полотна, и т. д. И единственным средством, способным если не устраниТЬ, то хотя бы ослабить зрительные помехи, был и остается стеклоочиститель.

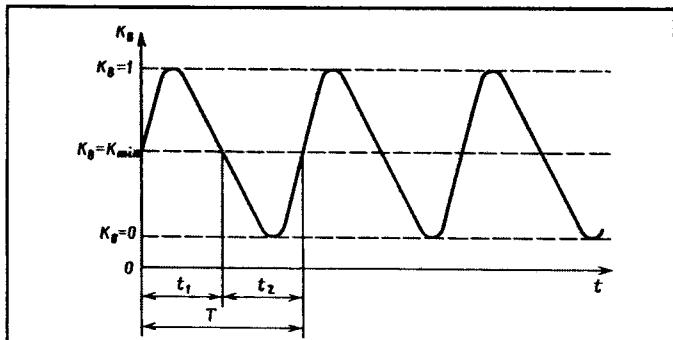


Рис. 1. Изменения показателей видимости при работе стеклоочистителя

Сказанное выше известно абсолютно всем. И тем не менее со стеклоочистителями сложилась довольно странная ситуация: до настоящего времени ни у нас в стране, ни за рубежом практически нет официальных и научных источников, регламентирующих требования к основным функциональным свойствам устройств, обеспечивающих видимость через ветровое стекло. Все документы оговаривают только геометрические параметры секторов очистки, частоту перекладки щеток (обычно в диапазоне от 45–60 до 25–38 двойных ходов в минуту) и то, что щетки должны полностью очищать стекло за один рабочий ход.

Однако этого мало. Ведь во время движения щетки поверхность ветрового стекла, в том числе и очищенная щетками, продолжает непрерывно загрязняться. Поэтому видимость через него в принципе не может быть величиной постоянной. Наоборот, она периодически, в соответствии с ритмом работы стеклоочистителя, изменяется по некоторой зависимости между максимальным и минимальным ее значениями. Например, такой, как показано на рис. 1, которая характеризует изменение коэффициента K_v видимости ветрового стекла в любой точке сектора очистки после прохождения через нее щетки стеклоочистителя. Другими словами, характеризует степень прозрачности стекла в этой точке.

И эта характеристика объективна. Ведь K_v — отношение объема информации J_v , воспринимаемой водителем, к объему информации J_0 исходной, выдаваемой наблюдаемым объектом. И очевидно: если $K_v = 1$, то можно говорить о равенстве объемов и адекватности этих информаций; если $K_v < 1$, то имеет место искажение исходной информации, что усложняет условия работы водителя; если $K_v = 0$ — водитель никакой информации из внешней среды не получает.

Но стеклоочиститель — регулятор дискретного действия, т. е. он работает прерывисто. Значит, и значение K_v меняется по периодической зависимости. Что, собственно, и отражено на теоретическом рис. 1. Кроме того, на нем есть линия, соответствующая $K_v = K_{\min}$ — граница минимального значения K_v , ниже которого водитель без очистки стекла не может получать необходимую ему для безопасного управления автомобилем зрительную информацию. Иначе говоря, граница, при приближении к которой нужно включать стеклоочиститель.

На рис. 1 приведены также временные отрезки T , t_1 и t_2 — соответственно время (период хода) перекладки щеток, время обеспечения удовлетворительной видимости (щетки двигаются), время неудовлетворительного состояния стекла (время паузы).

Как видно из рисунка, с момента включения стеклоочистителя сразу же начинается рост K_v , потому что щетки удаляют со стекла грязь. Затем K_v становится равным единице (стекло чистое) и начинает уменьшаться, поскольку на очищенные сектора из внешней среды непрерывно поступают загрязнения. Когда K_v будет равно K_{\min} , щетки, по логике, должны снова начать движение. Однако этого не происходит: наступает пауза (t_2). K_v продолжает уменьшаться до $K_v = 0$. И только после этого щетки снова приходят в движение.

Такие циклы повторяются, значение K_v фактически меняется в диапазоне от 1 до 0. Причем последнее просто опасно: видимость через ветровое стекло исчезает. Поэтому водителю приходится ориентироваться на показания приборов (если они есть) либо действовать какое-то время "по памяти". И все потому, что стеклоочиститель — регулятор дискретного действия. Отсюда возникает вопрос: а нельзя ли, используя законы теории дискретного регулирования, повысить его эффективность?

Автор попытался это сделать, для чего записал следующие уравнения связи параметров стеклоочистителя с его показателями информативности.

$$K_{vi} = iR + L \frac{di}{dt}; \quad K_{vp} = iR' + L' \frac{di}{dt}$$

В них K_{vi} и K_{vp} — коэффициенты видимости соответственно во время импульсов и пауз; R и R' — коэффициенты прозрачности ветрового стекла; iR и iR' — видимость через ветровое стекло; L и L' — способность стекла к загрязнению во время хода щеток и пауз, которое определяется его геометрическими размерами, формой и положением.

Из данной системы уравнений следует, что $K_v = \frac{K_{vp}iR}{R_{vi}iR'}$. Однако для понимания их физического смысла с некоторым приближением можно принять, что коэффициент K_v видимости изменяется не по синусоиде, как на рис. 1, а пилообразно, если исходить из реальных конструкций стеклоочистителей. Тогда, если принять, что $T = 0,5 \div 0,9$ с, $t_1 = 0,1 \div 0,3$ с и $t_2 = 0,2 \div 0,7$ с, то ($K_v = K_{\min}$) можно определить геометрически (рис. 2).

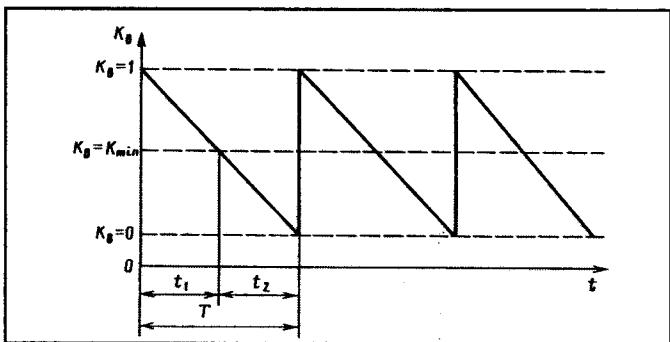


Рис. 2. Упрощенная характеристика параметров информативности стеклоочистителя

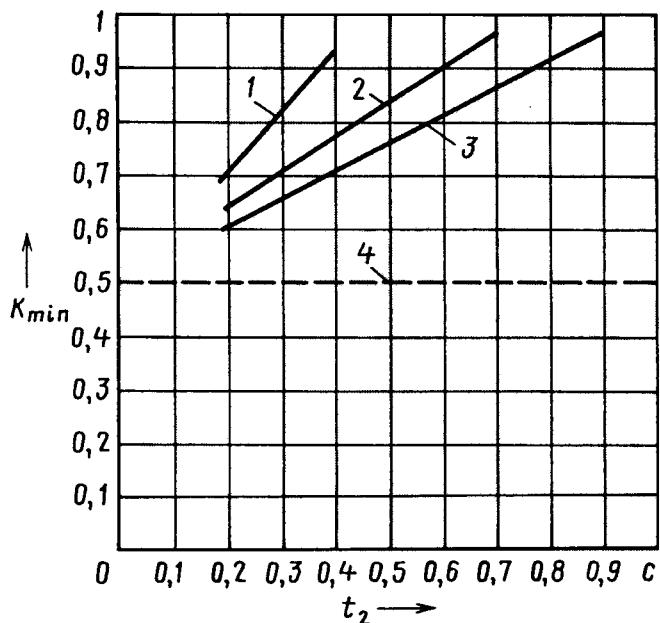


Рис. 3. Зависимость K_b от времени T паузы, при $K_{\min} = 0,5$:
1 — $T = 0,5$ с; 2 — $T = 0,8$ с; 3 — $T = 1,0$ с

Так, из рисунка следует, что при $T = \text{const}$ увеличение t_2 (пауза) смешает точку пересечения прямой $K_b = K_{\min}$ с прямой, проведенной между точками $K_b = 1$ и $K_b = 0$, влево, т. е. значение $K_b = K_{\min}$ возрас-

тает. Это означает, что доля воспринимаемой водителем информации уменьшается. Например, при потере 50 % исходной информации (при $K_{\min} = 0,5$) и большей скорости работы стеклоочистителя (например, $T = 0,5$ и $t_2 = 0,2$ с) минимально необходимый коэффициент видимости составляет 0,7 ($K_{\min} = 0,7$), т. е. водителю в условиях гарантированной безопасности движения достаточно воспринимать лишь 30 % исходной информации. С другой стороны, известно, что за 1 с человек способен воспринимать 19 бит информации. Количество исходной информации за время $t_1 = T - t_2 = 0,5 - 0,2 = 0,3$ с в рассматриваемом случае будет равно $J_0 = 19 \cdot 0,3 = 5,7$ бит; количество воспринимаемой водителем информации — $J_a = J_0 \cdot K_{\min} = 5,7 \cdot 0,7 = 3,99$ бит. То есть для безопасности движения этого вполне достаточно.

Зависимость K_{\min} от периода T хода щеток, т. е. от частоты работы стеклоочистителя, приведена на рис. 3. Она позволяет оценивать "информационность" стеклоочистителя для различных исходных данных.

Таковы общие теоретические соображения автора. Они, на его взгляд, могут быть полезными для специалистов по безопасности дорожного движения. В том числе и с точки зрения определения конкретных значений K_b и K_{\min} для определенных условий движения (интенсивностей транспортных потоков, скоростей движения АТС, погодных условий, динамических характеристик автомобилей и др.).

УДК 630*66.002.5.001.891.57

Конечно-элементное моделирование ходовой системы гусеничной лесозаготовительной машины

Е.Е. КЛУБНИЧКИН

МГУ леса

Один из основных элементов ходовой системы гусеничной лесозаготовительной машины — балансир, имеющий коробчатую форму, состоящий из четырех частей и системы внутренних перегородок и ребер, которые связывают передние и задние его стенки и обеспечивают жесткость конструкции. Его конечно-эле-

ментную модель можно составить в нескольких вариантах. И автор исследовал возможности лишь двух из них, один из которых с точки зрения трудоемкости их реализации можно назвать приведенным (рис. 1), а второй — подробным (рис. 2).

В первом варианте несущие стенки балансира моделируются треугольными и прямоугольными пластинчатыми элементами толщиной, соответствующей реальным его стенкам; стенки сложной конфигурации с окнами — с помощью стержней; прямоугольные стенки с отверстиями и окнами сложной конфигурации заменялись сплошными стенками меньшей толщины эквивалентной жесткости; ребра жесткости и

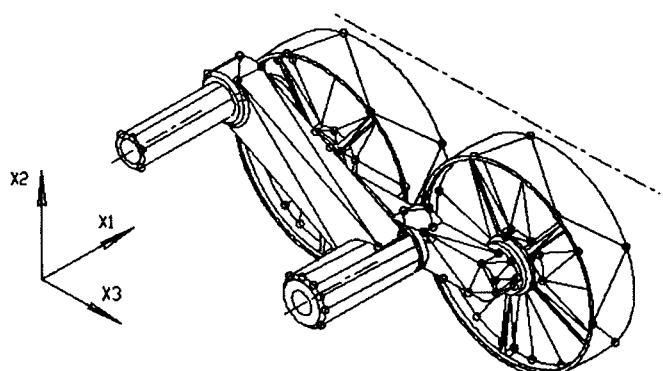


Рис. 1. Приведенная пластиначато-стержневая конечно-элементная модель каретки гусеничной лесозаготовительной машины

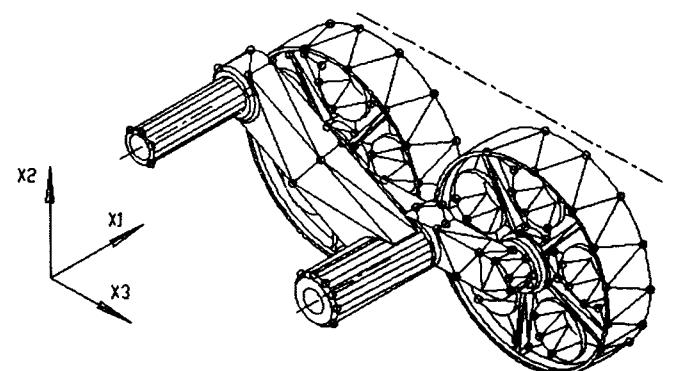
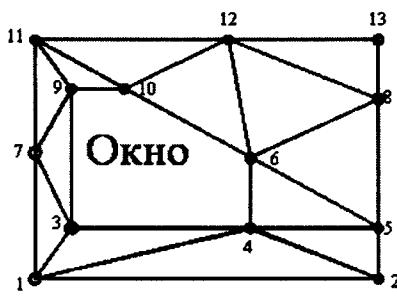
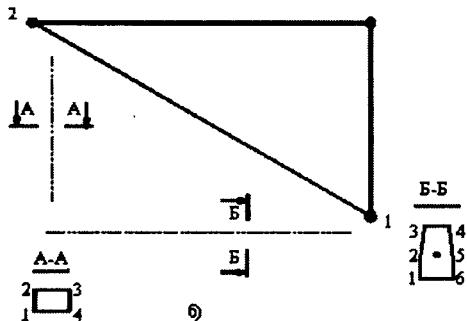


Рис. 2. Подробная пластиначато-стержневая конечно-элементная модель каретки гусеничной лесозаготовительной машины



а)



б)

Рис. 3. Конечно-элементные пластиначатая (а) и пластиначато-стержневая (б) расчетные схемы стенки сложной конфигурации с окном

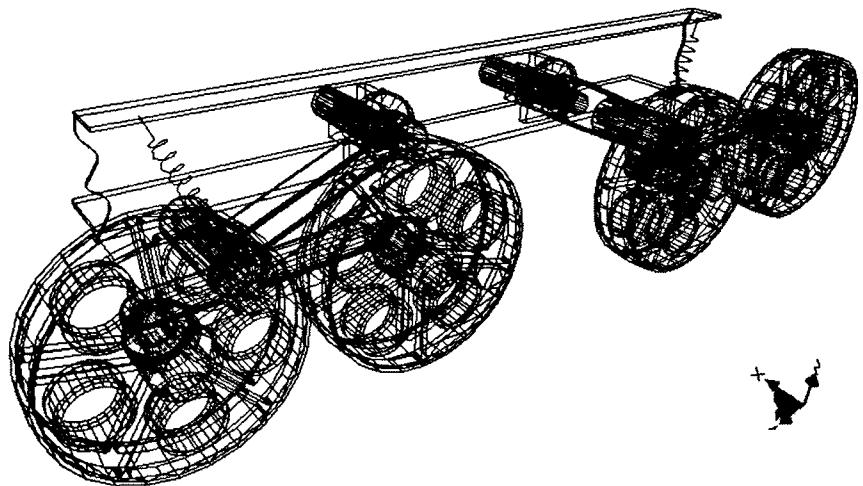


Рис. 4. Пластиначато-стержневая конечно-элементная модель ходовой части гусеничной лесозаготовительной машины

выступающие части каретки для крепления ее на основании — как прямолинейные стержневые элементы. При этом с целью уменьшения числа узловых точек все стержневые элементы, а также упругие связи задаются через эксцентрикитеты крепления относительно основных узлов. Результат: 50 узлов, 69 треугольных, 5 прямоугольных и 54 стержневых элементов.

Вторая модель (см. рис. 2) полностью учитывает все конструктивные особенности ходовой части машины. В итоге модель ее каретки содержит 248 узлов, 390 треугольных, 73 прямоугольных пластиначатых и 14 стержневых элементов.

Сравнение двух моделей показало: с точки зрения построения конечно-элементной расчетной схемы моделирование стенок сложной конфигурации с окнами (рис. 3, а) с помощью прямолинейных стержней (рис. 3, б) при одинаковых размерах их поперечных сечений и замена прямоугольных стенок с отверстиями и окнами сложной конфигурации сплошными пластинаами меньшей толщины при сохранении эквивалента по жесткости является основным резервом сокращения числа узлов модели, а следовательно, и времени расчета на ЭВМ.

Так, установлено, что при одинаковых вариантах нагружения конструкций время расчета первого варианта на ЭВМ составило 3,02 мин, а второго — 22 мин, т. е. в семь раз больше.

Объемные конечно-элементные модели балансира (первый вариант) и пластиначато-стержневые конечно-элементные модели (второй вариант) рассчитывались с помощью программного комплекса "MSC VisualNastran 4D".

Анализ обоих вариантов показал: при одинаковых нагрузлениях расхождения результатов первоначально достигали 16 %, что, понятно, недопустимо. Однако их удалось снизить до 3 % путем изменения толщины пластин и размеров поперечных сечений стержней ходовой системы в пластиначато-стержневом варианте схематизации.

Так что вывод очевиден: первый вариант математической модели явно выгоднее второго.

Таким образом, по поводу конечно-элементной математической модели рассматриваемой машины можно сказать, что ее форма во многом диктуется самой конфигурацией ходовой части. Вместе с тем, как показали исследования, стенки сложной конфигурации с окнами можно моделировать с помощью прямолинейных стержней; прямоугольные стенки с отверстиями и окнами сложной конфигурации — заменять сплошными пластинаами меньшей толщины, но эквивалентной жесткости; объемные конечные элементы — пластинаами и стержнями во время отладки модели (варируя размеры последних, можно достичь эквивалентной жесткости).

В результате анализа конструкции гусеничной лесозаготовительной машины ТБ-1М на втором этапе моделирования получили две конечно-элементные модели ее ходовой части. Первая из них содержала 116 узлов, 328 пятигранных, 382 шестигранных объемных, 178 треугольных, 38 прямоугольных пластиначатых и 72 прямолинейных стержневых элементов; вторая — 235 узлов, 276 треугольных и 108 прямолинейных пластиначатых и 49 прямолинейных стержневых элементов.

Третий этап моделирования — сравнение получаемых с их помощью результатов. Он показал, что при одинаковых нагрузлениях первая из них по точности превосходит вторую на 3 %, но занимает в 2 раза больше объема оперативной памяти и время расчета на ЭВМ у нее гораздо больше, чем у второй. Кроме того, с точки зрения трудоемкости подготовки исходных данных первая гораздо сложнее второй.

В итоге для исследования статических характеристик машины ТБМ-1 была выбрана (рис. 4) пластиначато-стержневая конечно-элементная модель ее ходовой части, обоснованно упрощенная на основе объемных элементов и максимально точно имитирующая исходную конструкцию.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ И РУЛЕВОГО УПРАВЛЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ ДЛЯ РАСЧЕТА ЕГО ИСПЫТАНИЙ НА УДАР

А.Ю. КОСТЕНКО

Тольяттинский ГУ

Виртуальные испытания позволяют проводить экспертизу оценку конструкции автомобиля еще до создания его опытного образца. Со всеми вытекающими отсюда последствиями для времени создания прототипов, затрат на их изготовление и т. д. Причем с точки зрения прочности конструкций наиболее перспективным и эффективным способом виртуального моделирования считается, как свидетельствует опыт, метод конечных элементов, идея которого, напомним, заключается в аппроксимации сплошной среды с бесконечным числом степеней свободы совокупностью простых элементов, имеющих конечное число степеней свободы и связанных между собой в узловых точках. Кроме того, для практики чрезвычайно важно и то, что в настоящее время существует программа "LS-Dyna", которая очень точно выполняет все динамические расчеты.

Однако говорить о полном переходе на виртуальные испытания все-таки нельзя: при любой аварии человек находится в реальном автомобиле. Поэтому натурные испытания были и остаются единственным средством контроля результатов расчетов. И чтобы расчетная модель вела себя как можно ближе к поведению автомобиля при натурных испытаниях, приходится моделировать не только кузов автомобиля, но и все его агрегаты, манекены, подушки безопасности и т. д. При этом необходимо находить компромисс между подробностью моделирования и временем создания модели, а также временем расчета. И испытание на лобовое столкновение в этом смысле — не исключение. Здесь компромисс заключается в том, что подробно моделируются лишь те из агрегатов, которые оказывают достаточно большое влияние на результаты удара, например, передняя подвеска и рулевое управление. Все же другие элементы моделируются с большой долей условности. В связи с чем автор ниже рассматривает методику создания подробных расчетных моделей именно этих агрегатов. И делает это на примере подвески и рулевого управления одного из наиболее новых отечественных легковых автомобилей, ВАЗ-2170.

На нем, как и большинстве современных переднеприводных автомобилей, применена передняя подвеска типа "макферсон" — независимая, телескопическая, с гидравлическими амортизаторами стойками, винтовыми цилиндрическими пружинами, нижними по-перечными рычагами с растяжками и стабилизатором поперечной устойчивости. Передача крутящего момента от двигателя к колесам осуществляется через два карданных вала разной длины и толщины (связано с тем, что валы должны иметь одинаковую жесткость на кручение). Рулевое управление автомобиля — с реечным рулевым механизмом.

Поскольку и передняя подвеска, и рулевое управление оказывают большое влияние на деформацию кузова автомобиля при фронтальном ударе, то моделировать их необходимо, очевидно, максимально точно, с учетом реальной кинематики. Что достигается, в основном, за счет правильного моделирования шарнирных соединений и реечной передачи. Кроме того, модель должна учитывать деформацию элементов подвески и рулевого управления (очень большую роль в результатах удара играет деформация рулевых тяг) и контактных поверхностей. Однако в большинстве существующих расчетных моделях многое не моделируется. В частности, это касается пружины амортизатора, шлицев приводов колес, реечной передачи, а рулевой вал считается жестко связанным с рулевой колонкой. Наконец, виртуальная деформация рулевых тяг не соответствует деформации при ударе, так как большинство шарниров моделируется упрощенно.

Все это, разумеется, снижает точность расчетов, увеличивает расхождение их результатов с результатами натурных испытаний. Между тем автор уверен, что более точные модели передней подвески и рулевого управления не только нужны, но и возможны. И подтверждает это ниже.

Для определения контактирующих поверхностей генерацию конечно-элементной сетки, по его мнению, следует проводить на основе конструкторской геометрии и для большинства деталей использовать оболочечные элементы Бельчко—Цая. Если же требуется оценить деформацию элемента конструкции, который в основном работает в упругой зоне, рекомендуется использовать полноинтегрируемые элементы. При этом следует руководствоваться следующими правилами.

1. Для шага интегрирования 1 мкс допускаются элементы размером ~5 мм, что не требует пересчета их массы.

2. Плотность сетки должна отображать деформированную геометрию гладко.

3. Грубые сетки приемлемы только для форм потери устойчивости с малой кривизной или для абсолютно жесткого тела.

4. Элементы Бельчко—Цая не должны коробиться.

5. Число треугольных элементов не должно быть более 10 % общего их числа.

6. Толщина контакта должна быть равной его действительной толщине.

7. Плотность сетки должна гарантировать работоспособность контакта при малых внедрениях и позволять правильно моделировать распределение его давления.

8. Конечные элементы не должны проникать друг в друга.

Есть и другие условия, которые следует учитывать при моделировании.

Так, можно пренебречь деформацией литых, массивных, имеющих большую толщину некоторых других деталей (тормозные механизмы, поворотный кулак, корпус телескопической стойки, рулевой, промежуточный валы, вилки карданных шарниров, картер рулевого механизма и т. д.). Их можно считать недеформируемыми и моделировать как абсолютно жест-

кое тело. Но жесткостные характеристики (модуль упругости и коэффициент Пуассона), необходимые для вычисления жесткости в контакте твердого тела с деформируемыми частями автомобиля, должны быть заданы корректно. Нужно также учитывать и способ крепления агрегатов к кузову автомобиля. (Оно, как известно, может осуществляться с помощью объединения жестких тел, склеивания и специальных элементов.)

Таковы общие соображения. Теперь рассмотрим моделирование всех узлов рулевого управления и подвески более подробно. И начнем с моделирования валов и балок, которых в передней подвеске и рулевом управлении достаточно много (валы привода колес, стабилизатор, растяжка, рычаг и рулевые тяги).

В программе "LS-Dyna" предусмотрено три способа их моделирования — с помощью 2D-, 3D- и 1D-элементов. И каждый из них, естественно, имеет свои достоинства и недостатки.

Например, при первом из них нужно учитывать, что вал со сплошным сечением следует заменять кольцом с равным ему моментом инерции. Однако при такой замене неизбежно изменяется диаметр кольца и его толщина. Следовательно, и толщина контакта. При больших нагрузках возможно "схлопывание" оболочки, что не может произойти со сплошным валом. Итог очевиден: результаты расчета могут довольно сильно отличаться от результатов эксперимента. Но у этого способа есть два несомненных преимущества — легкость моделирования и сравнительно небольшое время расчета.

Моделирование с помощью 3D-элементов дает результаты, наиболее приближенные к реальности. Но здесь требуется очень большое число элементов с соответствующим уменьшением их размеров по сечению, так как в противном случае сильно меняется момент инерции сечения. Однако уменьшение размеров элементов ведет к возникновению добавочной их массы. Если же говорить в целом, то этот способ отличается высокой трудоемкостью создания модели, нестабильностью и требует длительного времени расчета. Кроме того, при таком способе моделирования возможна потеря контакта, поэтому "активные" элементы приходится обкладывать так называемыми нуль-элементами, т. е. элементами, для которых напряжения не рассчитываются.

Наиболее приемлемым, по опыту автора, следует считать третий способ. При нем балкам можно задать сечение, которое соответствует реальному. Однако, к сожалению, балки не контактируют с окружающими элементами, и для создания контакта и здесь приходится вводить дополнительные нуль-элементы, связанные с балками. Узлы балок соединяют с соответствующими узлами элементов первого из перечисленных выше способов посредством жестких связей, создавая плоские сечения.

Данный способ отличается минимальным временем расчета и сравнительно невысокой трудоемкостью создания, он очень точно моделирует поведение валов и балок. Поэтому на нем и остановимся.

Рулевые тяги при ударе деформируются. Но они же участвуют в повороте управляемых колес. Из-за чего

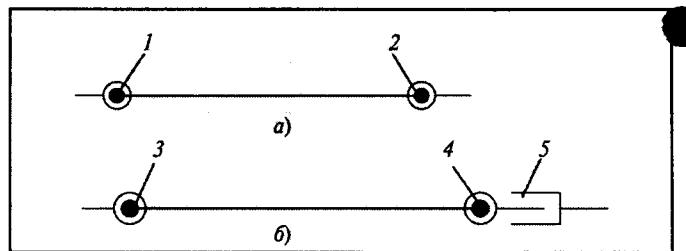


Рис. 1. Схемы моделей рулевой тяги (а) и вала привода колес (б):

1, 2, 3 и 4 — сферические шарниры; 5 — шлицевое соединение

при виртуальном исследовании лобового столкновения необходимо, чтобы модель не только реалистично отражала это деформирование, но и правдоподобно описывала кинематику. Например, учитывала, что в центре внутреннего наконечника тяги находится (рис. 1, а) сферический шарнир 1, соединяющий рулевую тягу с чехлом рейки, в центре наружного наконечника — сферический шарнир 2, соединяющий тягу с поворотным рычагом передней подвески. (Такие шарниры задаются с помощью команды "CONSTRAINED_JOINT_SPHERICAL".)

Передача крутящего момента при расчетах на фронтальный удар не моделируется, однако, как и в рулевых тягах, в моделях приводов (рис. 1, б) необходимо точно смоделировать кинематику, для чего в точках 3 и 4 моделируются сферические шарниры, а в точке 5 — шлицевое соединение. Причем для последнего рекомендуется следующий прием: создаются три компонента с несколькими 2D-элементами, из которых два крайних (3) связываются с валом, а средний (4) — с силовым агрегатом, и задается им Rigid-материал. Расстояние между ними должно обеспечивать ход шлицев. Затем моделируется цилиндрический шарнир 2 (с помощью команды CONSTRAINED_EXTRA_NODES), который позволяет перемещаться элементам, соединенным с валом, относительно элемента, связанного с силовым агрегатом. На сферических шарнирах добавляется точечная масса, моделирующая массу обойм (для наружного шарнира — 2,5 кг, для внутреннего — 2 кг).

Схема стабилизатора, растяжки и рычага показаны на рис. 2. В месте контакта стабилизатора 3 и кронштейна 1 стоит резиновая обойма, которая моделируется цилиндрическим шарниром. К стабилизатору через сферический шарнир 4 крепится стойка 2 стабилизатора, а к ней через сферический шарнир 9 — рычаг 10. Он, в свою очередь, через шарнир 6 соединен с кулаком, а через шарнир 11 — с кронштейном кузова. (К нему в точке 5 жестко крепится растяжка 7, которая через шарнир 8 также соединена с кронштейном кузова.)

Схема модели телескопической стойки приведена на рис. 3. Как видим, согласно ей, внутри жесткого корпуса 5 располагается шток амортизатора, который моделируется с помощью дискретной балки 4, позволяющей "запирать" степени свободы в системе ее координат. ("Запереть" необходимо все степени свободы, кроме перемещения вдоль оси балки и вращения вокруг нее.) В узле 1 находится сферический шарнир, со-

единяющий шток и чашку пружины 6, в узле 3 дискретная балка крепится к корпусу стойки. Задача сводится к моделированию буферов отбоя и сжатия штока амортизатора на таком расстоянии от дна и крышки стакана, которое обеспечивает заданный (для ВАЗ-2170 — 88 мм) ход штока. И здесь есть два пути: выполнить моделирование либо с помощью задания нелинейной характеристики самой пружине, либо с помощью введения дополнительных жестких тел, которые соединяются с балкой и при движении штока контактируют с крышкой или дном стакана.

Для моделирования пружины 2 создают элемент "ELEMENT_DISCRETE" между узлами штока, задают предварительное сжатие (88 мм) и ее жесткость (0,018 кН/мм).

Крутящий момент от рулевого колеса передается к рулевому механизму через систему валов (рис. 4). Поэтому при ударе эта система, естественно, влияет на перемещение рулевого колеса. Значит, все реальные ее шарнирные соединения моделировать необходимо.

Таких соединений четыре: вал 4 рулевого механизма, находясь в подшипнике 5, через карданный шарнир 6 соединен с промежуточным валом 7, затем через такой же шарнир 8 — с рулевым валом 9, опирающимся на подшипник 1. Но дело упрощается, если учесть,

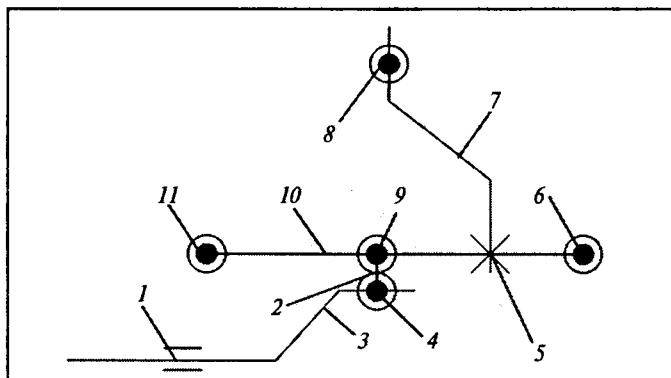


Рис. 2. Схема взаимного расположения моделей стабилизатора, растяжки и рычага:

1 — кронштейн крепления стабилизатора; 2 — стойка стабилизатора; 3 — стабилизатор; 4, 6, 8, 9, 11 — сферические шарниры; 5 — место крепления растяжки к рычагу; 7 — растяжка; 10 — рычаг

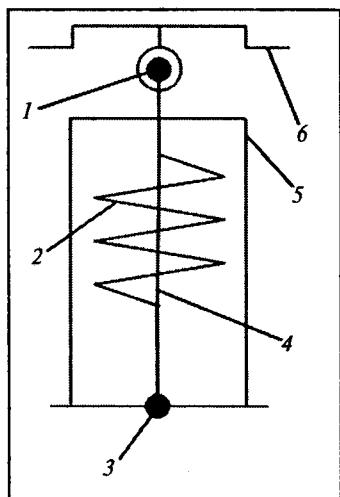


Рис. 3. Схема модели стойки амортизатора:

1 — узел со сферическим шарниром; 2 — пружина амортизатора; 3 — узел крепления дискретной балки (штока) к корпусу; 4 — дискретная балка (шток); 5 — корпус стойки; 6 — чашка пружины

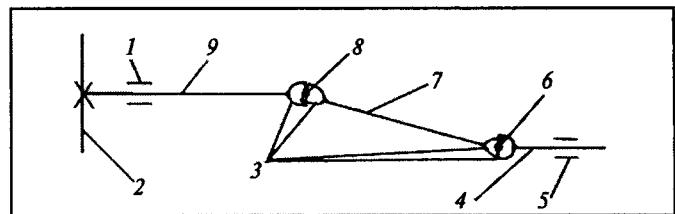


Рис. 4. Схема моделей валов рулевого управления:

1 и 5 — подшипники; 2 — ступица рулевого колеса; 3 — вилки карданных шарниров; 4 — вал рулевого механизма, 6 и 8 — карданные шарниры; 7 — промежуточный вал; 9 — рулевой вал

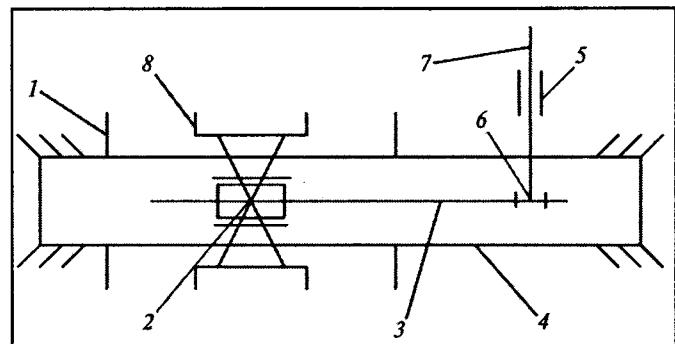


Рис. 5. Схема модели рулевого механизма:

1 — упоры; 2 — поступательный шарнир; 3 — рейка; 4 — картер рулевого механизма; 5 — подшипник; 6 — реечная передача; 7 — вал рулевого механизма; 8 — чехол рейки

что валы рулевого управления достаточно большие по диаметру и в процессе удара практически не деформируются. В связи с чем их, а также вилки 3 карданных шарниров, расположенные на их концах, можно моделировать жесткими телами, жестко же соединенными со своими валами.

Ступица рулевого колеса с помощью команды CONstrained_EXTRA_NODES крепится к рулевому валу. Сам вал находится в трубе, внутри которой установлены подшипники. Их моделируют в виде вращательного шарнира командой CONSTRAINED_JOINT_REVOLUTE. Так же моделируют подшипник вала рулевого механизма. Между вилками валов стоят карданные шарниры, смоделированные с помощью команды CONSTRAINED_JOINT_UNIVERSAL.

Схема рулевого механизма показана на рис. 5. Сам механизм размещен в картере 4, который представляет собой трубу, и жестко крепится к кузову. Он, механизм, имеет реечную передачу 6, которая соединена с валом 7, вращающимся на подшипнике 5. В точке 2 находится поступательный шарнир, определяющий траекторию движений рейки 3. С рейкой жестко соединен ее чехол 8. Ограничивают ее движение упоры 1.

Картер рулевого механизма — литой, очень массивный, поэтому в процессе удара не деформируется, т. е. его следует моделировать жестким телом. И чехол рейки тоже. Гофрированные же трубы, защищающие механизм от грязи, моделировать вообще не нужно.

С помощью команды CONSTRAINED_JOINT_PACK_AND_PINIO создается реечная передача. При этом узлы шестерни крепятся к валу рулевого механизма.

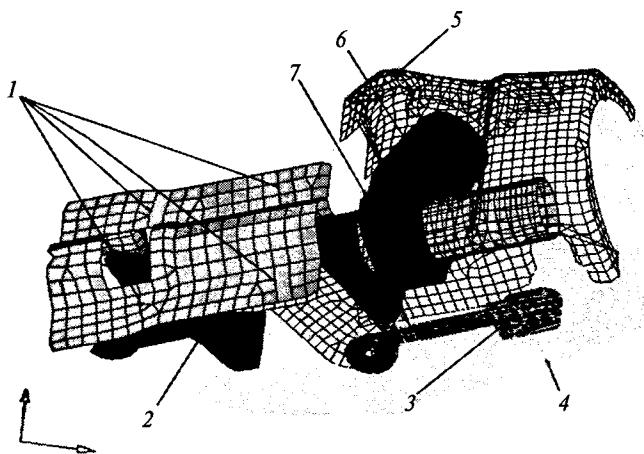


Рис. 6. Конечно-элементная модель рулевой колонки:

1 — места крепления рулевой колонки к кузову; 2 — система кронштейнов; 3 — рычаг регулирования положения рулевой колонки; 4 — нижний кожух; 5 — верхний кожух; 6 — труба рулевого вала; 7 — замок зажигания

низма, а узлы рейки — к ее чехлу. Крепление — с помощью команды CONSTRAINED_EXTRAP_NODES. (Для ВАЗ-2170 задаются параметры реечной передачи, обеспечивающие передаточное отношение 48,57 мм/об.) Чтобы не допустить перекоса чехла рейки по отношению к картеру при движении, с помощью CONSTRAINED_JOINT_TPANSLATION создается поступательный шарнир, а для ограничения хода рейки — упоры, находящиеся на таком расстоянии от чехла рейки, которое обеспечивает реальные ее ходы (75,5 мм в каждую сторону).

Вал рулевого механизма поворачивается во вращательном шарнире относительно картера. К нему жестко крепится вилка вала рулевого механизма. А далее, через карданный шарнир, с ним соединяется вилка промежуточного вала. (Возможен и вариант, когда вал жестко соединен с картером, но тогда необходимо сохранить кинематику механизма. Это можно сделать, соединив вилку вала рулевого механизма с шестерней реечного механизма, а также обеспечить ее вращение вокруг оси вала с помощью вращательного шарнира.)

Рулевая колонка состоит (рис. 6) из системы кронштейнов 2, через которую она крепится к кузову 1 и к которой присоединен рычаг 3 регулирования ее положения; трубы 6 рулевого вала, внутри которой он расположен; пластиковых нижнего (4) и верхнего (5) его защитных кожухов; замка 7 зажигания. (Он, как и защитные кожухи, включен в состав рулевого механизма, поскольку при ударе возможен контакт манекена с рулевой колонкой.) Все эти компоненты моделируются из 2D-элементов, построенных на срединных поверхностях компонентов.

Рулевое колесо представляет собой сложный агрегат, который моделируется совокупностью 2D- и 3D-элементов из пластика и металла. Причем из 3D-элементов обычно изготавливают элементы, состоящие из пены (обод, облицовка каркаса), а также ступицу колеса.

Технология моделирования каркаса обода может быть такой же, как и балочных конструкций, рассмотр-

ренных выше. Но наиболее оптимальным считается вариант с использованием 1D-элементов. Это связано с малым диаметром сечения обода, и поэтому каркас обода будет представлять собой всего лишь один ряд 3D-элементов, который реально не может деформироваться. Также возможен вариант соединения 1D- и 3D-элементов узел.

Внутри рулевого колеса моделируется подушка безопасности, если она необходима при расчете. При этом принимается, что подушка срабатывает либо с задержкой по времени, либо по сигналу датчика.

После моделирования элементов конструкциям передней подвески и рулевого управления необходимо задать соответствующий материал и свойства, проверить массы узлов и агрегатов, сравнивая их с реальными. Это важно, так как влияет на "развесовку" автомобиля, которая в модели и в эксперименте должна совпадать. Затем все узлы, элементы, сборки, компоненты, материалы и свойства перенумеровывают в соответствии с рангом, определенным для каждого агрегата. (Это нужно для того, чтобы при объединении агрегатов в один автомобиль не происходило замещение узлов, элементов и т. д.)

Заключительный этап моделирования — как обычно, проверка модели на физическую правдоподобность. Для чего в местах крепления к кузову выполняют жесткую заделку и задают определенное нагружение. Например, для подвески — гравитационную силу или противоположно направленные вертикальные силы (реакции), приложенные к колесам; для рулевого управления — удар торсом манекена об обод руля и т. д. Кинематика работы рулевого управления и передней подвески анализируется по следующему тесту: прикладывают момент к рулевому колесу и замеряют поворот колес. Если кинематика, напряжения и деформации правдоподобны, то модель готова для соединения с остальными узлами и агрегатами, если нет, то выявляется причина несоответствия и исправляются ошибки. Но следует иметь в виду, что сделать окончательный вывод о правильности моделирования рулевого управления возможно только после расчета всего автомобиля на фронтальный удар и сравнения результатов расчета с результатами натурных испытаний.

Расчеты фронтальных ударов автомобиля ВАЗ-2170 в программном пакете "LS-Dyna", выполненные на основе существующих моделей и моделей, созданных по рассмотренной выше методике, показали: так как последние более реалистично учитывают пружину, заданную с предварительным сжатием, шлицевые соединения, буфера отбоя и сжатия амортизатора, валы привода колес, реечную передачу, карданные и другие шарниры, рулевые тяги, обод рулевого колеса, сходимость их результатов с результатами натурных испытаний гораздо выше. Другими словами, модель автомобиля, в которой применялись агрегаты, разработанные по предлагаемой методике, более точно описывает реальный автомобиль, чем существующие модели. Поэтому ее не только можно, но и нужно использовать при исследовании поведения передней подвески и рулевого управления автомобилей в процессе их столкновения с препятствием.

МОДЕЛЬ, ПОЗВОЛЯЮЩАЯ ОЦЕНІТЬ ТЕХНИЧЕСКИЙ УРОВЕНЬ АВТОМОБІЛЬНОЇ ТЕХНІКИ

Д-р техн. наук В.Н. АБРАМОВ, И.В. ВЯЛКОВ
21 НИИ МО РФ

Эффективность работы парка автомобильной техники находится в прямой зависимости от физического и морального износа составляющих его единиц. Причем если оценить физический износ автомобиля (по пробегу и сроку его службы) несложно, то оценка морального износа автомобильной техники представляет собой уже непростую задачу. Для этого моральный износ можно представить как величину, обратную техническому уровню автомобиля, т. е. степени соответствия важнейших показателей, характеризующих техническое совершенство, требуемым значениям.

В распоряжении лица, принимающего решение о замене устаревшей техники и выборе вновь приобретаемых АТС, должна быть модель такой оценки, которая позволяет избежать грубых ошибок, сэкономить денежные средства и, главное, выбрать именно те образцы, которые наиболее полно отвечают предъявляемым к ним требованиям со стороны потребителя.

Теория предлагает такие модели. В том числе основанные на расчетно-аналитических и статистических методах. Однако в настоящее время становится все более очевидным, что реальность научно-технического прогресса слишком сложна и стохастична для исследования ее только данными методами. Кроме того, она фактически недоступна обычному потребителю. Поэтому нужны более простые, логически осмысленные и понятные модели, обеспечивающие учет неопределенности и количественные оценки суждений специалистов (экспертов). Иначе говоря, проще и с достаточными для практики точностью и достоверностью целесообразно применять методы экспертных оценок с поправкой на уровень современных знаний.

И одна из таких моделей предлагается авторами. Но сначала — о некоторых ограничениях и допущени-

ях, которые следует принимать во внимание при ее реализации.

1. Наиболее рациональное число учитываемых показателей для обеспечения приемлемой достоверности оценки и чувствительности интегрального показателя технического уровня — не более 25.

2. При выполнении всех требований, предъявляемых к автомобильной технике, значение интегрального показателя технического уровня равно 1 баллу.

3. При определении коэффициентов "весомости" показателей автомобильной техники минимальное число экспертов, мнения которых соответствуют требуемому уровню согласованности, должно быть не менее 15, что, по теории вероятности, обеспечивает 95%-й уровень достоверности.

Для расчета интегрального показателя оценки технического уровня используется исходная информация двух видов — постоянная (нормативно-справочная) и переменная. При этом к первой относятся: базовый перечень оцениваемых показателей АТС, определяемый в соответствии с техническими требованиями; нормативные значения этих показателей у оцениваемых образ-

цов АТС; перечень, состоящий из трех единичных показателей, выбранных экспертами как наиболее значимые в оценке технического уровня АТС; коэффициенты "весомости" по каждому единичному и групповому показателю, полученные методом экспертного опроса. Ко второй — три группы показателей: фактические значения показателей, определяемые в результате натуральных испытаний; дорожные условия эксплуатации (распределение пробега по категориям дорог); коэффициенты "весомости" показателей, полученные аналитическим путем.

Разработка модели включала шесть основных этапов: построение расчетной модели; экспертный опрос для определения коэффициентов "весомости" показателей; вычисление коэффициентов "весомости" показателей; упорядочение коэффициентов "весомости" одним из формальных методов; расчет интегрального показателя технического уровня АТС; оценка точности модели.

Принципиальная последовательность решения данной многокритериальной задачи оценки технического уровня АТС приведена на рис. 1. Рассмотрим его.

Первый этап — *построение модели*, в ходе которого формируется множество (от 1 до n) объектов α и множество (от 1 до i) критерии (показателей) g их оценки, а также подбирается метод получения такой оценки и соответствующие измерительные шкалы. Работы этого этапа

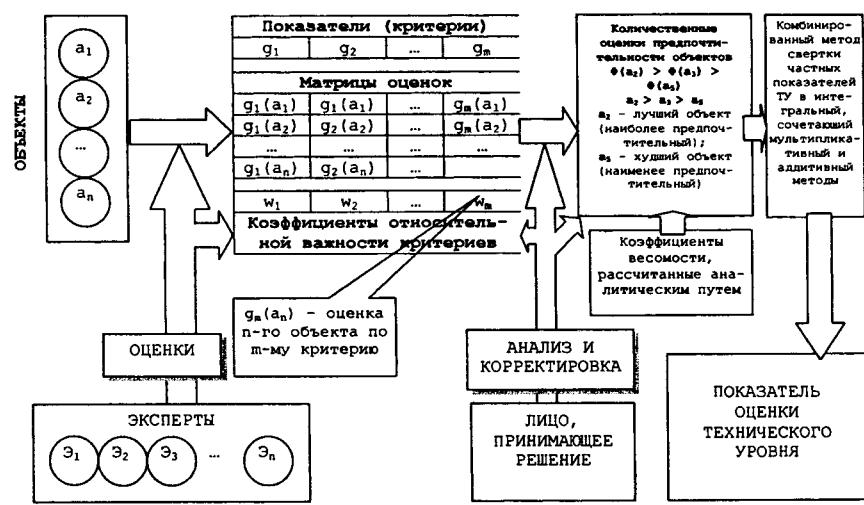


Рис. 1. Принципиальная последовательность решения многокритериальной задачи расчета показателя оценки ТУ образцов АТ

представляют собой наполнение задачи конкретными данными, следовательно, их нельзя автоматизировать. Перечень показателей, оценивающий технический уровень и входящий в расчетную модель, формируется исходя из предъявляемых технических требований к АТС.

Второй этап — экспертный опрос по определению коэффициентов относительной важности ("весомости") основных показателей АТС. Ему предшествует построение "дерева" свойств или иерархической системы критериев. То есть при оценке объектов исследования выбираются и упорядочиваются групповые и единичные показатели, характеризующие параметры и свойства АТС. Для экспертного опроса выбран метод Т.Л. Саати — метод анализа иерархий по шкале парных сравнений. Этот метод отличается относительной простотой при анкетировании экспертов и последующей обработке результатов опроса, а также обеспечивает требуемую точность определения коэффициентов "весомости".

Технология использования метода довольно проста и логична. Сначала попарно сравниваются оцениваемые критерии (практика показывает, что такое сравнение — наиболее удобная форма выражения своих предпочтений). Затем запол-

няется матрица парных сравнений, которая позволяет в процессе обработки существенно уменьшить влияние ошибок, допущенных экспертами при осуществлении элементарных операций парного сопоставления ценности отдельных критериев.

Такова теоретическая часть задачи. Для того чтобы эксперт имел возможность сравнивать по важности только однородные показатели в "дереве" свойств, они разбиты на пять следующих групп: назначения, автономности и проходимости, долговечности и эксплуатационной технологичности, готовности к применению, унификации. Кроме того, в экспертном опросе также использована балльная шкала для составления перечня группы показателя назначения, состоящего из трех важнейших единичных показателей АТС, коэффициентов "весомости" основной и дополнительной групп показателей.

Иерархическая структура взаимосвязи групповых и единичных показателей при расчете коэффициентов "весомости" показана на рис. 2.

Само определение коэффициентов "весомости" показателей образцов техники — этап третий. Результаты обработки экспертного опроса сводятся в матрицы парных сравнений, в которых вычисляется главный

вектор экспертных оценок для объектов исследования. То есть вектор, который после нормализации становится вектором приоритетов и представляет собой коэффициент "весомости" рассматриваемых свойств и параметров АТС.

Коэффициенты "весомости" показателя унификации внутри семейства АТС и с предыдущей моделью получают из уровня обновления парка, причем здесь особых проблем нет. Делается это, как говорят, "по ходу".

Четвертый этап — решение задачи упорядочения (ранжирования) коэффициентов относительной "весомости" одним из формальных методов. Его результат — выявление лучшего объекта или упорядочение от лучшего объекта к худшему. На этом этапе определяется вектор относительной важности критериев числа m

$$(\Pi = \Pi_1, \Pi_2, \dots, \Pi_j, \sum_{j=1}^m \Pi_j = 1).$$

Главный этап — пятый, это расчет интегрального показателя оценки технического уровня АТС. Особенностью расчета групповых и интегрального показателей в модели является использование, наряду с широко применяемым аддитивным методом свертки показателей, мультиплективного метода свертки для группы показателя назначения. Что позволяет обеспечить достоверность оценки в так называемых крайних точках. То есть, если один из единичных показателей группы назначения стремится к нулю, то значение интегрального показателя сильно занижается, что означает: использование образца АТС нецелесообразно. Применение мультиплективного метода свертки единичных показателей в групповой предполагает геометрическое их взвешивание с соответствующими коэффициентами "весомости". Единичные показатели имеют безразмерные величины вследствие их нормирования, т. е. отношения фактических значений к требуемым.

Последний этап — оценка точности модели. Величина ошибки складывается из двух ошибок: при экспериментальном определении значений единичных показателей АТС в результате натурных испытаний и

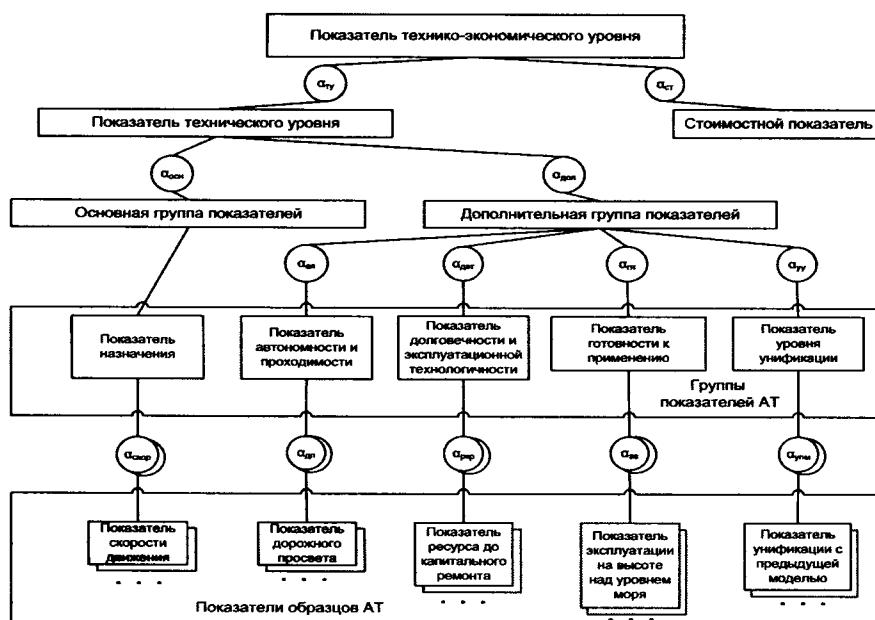
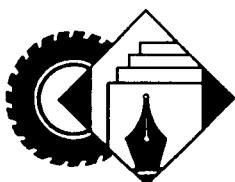


Рис. 2. Схема взаимосвязи групп показателей и единичных показателей образцов автомобильной техники при расчете коэффициентов "весомости"

при определении их коэффициентов "весомости".

Таким образом, предложенная новая модель оценки технического уровня автомобильной техники обладает рядом преимуществ: приемлемая чувствительность интегрального показателя к изменению единичных показателей и лучшая достоверность оценки технического уровня АТС в "крайних точках". Модель оценки технического уровня автомобильной техники, основанная на принципах сравнительного анализа и методе анализа иерархий, достаточно корректна, удобна в "принятии решения", позволяет, как уже упоминалось, избегать грубых ошибок, экономить денежные средства и выбирать эффективные образцы АТС, отвечающие современным потребностям и т. д.

И последнее. Рассмотренная модель, как и любая другая, дает лишь рекомендации. Поэтому тот, кто принимает окончательное решение, может (и это его право) не согласиться с результатами расчетов и руководствоваться другими критериями выбора. Например, своим субъективным опытом, результатами научных исследований на других моделях и т. п.



ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом



УДК 629.113/.115

НОВИНКИ ЗАРУБЕЖНОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ НА "МОСКОВСКОМ МЕЖДУНАРОДНОМ АВТОСАЛОНЕ-2008"

Экспозиция выставки подтвердила нарастающую тенденцию: большинство фирм теперь настойчиво занимается сравнительно небольшими и доступными моделями, стремясь завоевать все более широкие слои потребителей. Причем активно включились в этот процесс и те изготовители, продукция которых традиционно относилась к категории роскоши. Однако стремление к этой самой роскоши, как ни странно, прослеживается сейчас даже в дешевых моделях. Получила дальнейшее развитие и тема "паркетных внедорожников" — кроссоверов. Автомобиль данного типа можно было наблюдать за редким исключением на каждом стенде экспозиции.

Европейские фирмы.

"Фольксваген" под своей маркой показал две новые для России модели: так называемое четырехдверное купе "Пассат CC" (рис. 1), оснащенное 3,6-литровым V-образным шестицилиндровым двигателем мощностью 220 кВт (300 л. с.), и созданный на базе автомобиля "Гольф Плюс" однообъемный "Кросслайф" (рис. 2) с внешними "косметическими" признаками

внедорожника, но только передним приводом. На стенде фирмы "Шкода" был представлен полноприводный "Суперб" (рис. 3), имеющий в конструкции немало общего с семейством "Фольксваген Пассат". На стенде "Ауди" — модернизированный седан A6, модификацию модели RS6 (рис. 4) также с кузовом седан, 5-литровым десятицилиндровым V-образным двигателем мощностью 426 кВт (580 л. с.) и полным приводом, а также новый кроссовер Q5 (рис. 5). Испанский "Сеат" представил новое поколение "Ибицы" (рис. 6), превратившейся теперь из демократичного компактного автомобиля в нечто солидное и даже респектабельное.

Подобным образом эволюционировал и "Форд Фиеста" (рис. 7): новое поколение этих автомобилей разработано на платформе "Мазды-2" и оснащается двигателями рабочим объемом от 1,3 до 1,6 л, развивающими мощность от 44 до 85 кВт (60–115 л. с.). Вторая новинка европейского "Форда" — модернизированный внедорожник "Маверик", получивший название "Эскейп".

"Опель" впервые в России представил модель "Инсигна" (рис. 8), которая создана взамен семейства "Вектра". В ближайшее время помимо переднеприводных модификаций в семействе появится и полноприводная.



Рис. 1



Рис. 2



Рис. 3



Рис. 4



Рис. 5



Рис. 6



Рис. 7



Рис. 13



Рис. 15



Рис. 8



Рис. 9

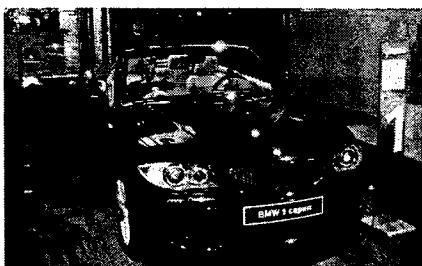


Рис. 10



Рис. 11



Рис. 12

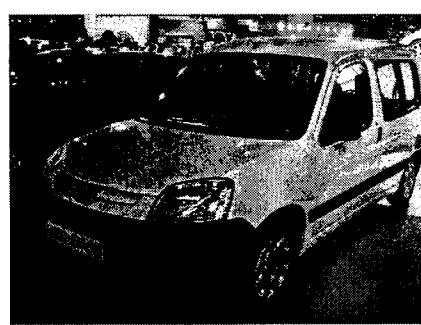


Рис. 14



Рис. 16

Две новинки показала фирма "Порше". Это "Кайен Турбо S" — наиболее мощная из модификаций кроссовера (с 4,8-литровым двигателем V-8, развивающим мощность 404 кВт, или 550 л. с.) и "Бокстер RS60 Спайдер" — также наиболее дорогая модификация, выпускаемая ограниченным тиражом (1960 шт.) и комплектуемая 3,4-литровым шестицилиндровым оппозитным двигателем мощностью 222 кВт (303 л. с.).

На стенде БМВ главным экспонатом стала бронированная модификация внедорожника X5, оснащенная восьмицилиндровым V-образным двигателем мощностью 260 кВт (355 л. с.). Кроме того, здесь присутствовали: две концептуальные модели — четырехдверные купе CS и гибридный X6 (рис. 9); модельный ряд "первой серии" (рис. 10) — наиболее компактное семейство в гамме БМВ; "спортивные" модели и модификации серии "M". На стенде "Мини" показана была широкая гамма тюнинговых версий "нового Мини", разработанных фирмой "Джим Купер Воркс".

"Мерседес-Бенц" свою экспозицию посвятил на сей раз главным образом внедорожникам. В частности, здесь были продемонстрированы модернизированный большой ML и новый компактный GLK (рис. 11), комплектующийся бензиновыми двигателями рабочим объемом 3 и 3,5 л мощностью соответственно 170 и 200 кВт (231 и 272 л. с.) либо трехлитровым дизелем мощностью 165 кВт (224 л. с.).

"Ленд-Рover" на фоне всего своего модельного ряда представил концептуальный гибридный полноприводный автомобиль LRX (рис. 12) и "юбилейную" модификацию легендарного "Дифендера" (SVX), разработанную к 60-летию модели и самой марки "ленд-Рover". На стенде отделения "Ягуар" были выставлены новые XJ, XF, XK, и "Х-типа" (рис. 13).

Фирма "Пежо" представила на Московском автосалоне-2008 универсал "Пежо 308 SV" с прозрачной стеклянной крышей

и дополнительным третьим рядом сидений (общее число мест может достигать семи, а если сиденья второго и третьего рядов демонтировать, то объем багажного отделения составит 2149 л). Данная модель комплектуется бензиновыми двигателями рабочим объемом 1,6 и 2,0 л мощностью 80–110 кВт (120–150 л. с.) либо дизелями тех же рабочих объемов и мощностью 80 и 100 кВт (110 и 136 л. с.) соответственно. Также здесь были показаны новый однообъемный "Пртнер Типи" (рис. 14) и "Пежо 4007" (рис. 15). "Ситроен" продемонстрировал обновленную модель C4 с кузовами хэтчбек и купе, оснащенную двигателями совместной разработки с фирмой БМВ мощностью 81, 88 и 110 кВт (110, 120 и 150 л. с.), а также обновленное семейство "Берлинго" (рис. 16) и внедорожник "С-Кроссер".

Фирма "Рено" показала рассчитанный на рынки стран Центральной, Восточной Европы, СНГ и Персидского залива новый "Символ" (рис. 17). Ходовая часть для него использована от модели "Клио-2", а двигатель применяется 1,4-литровый мощностью 72 кВт (98 л. с.). Кроме того, впервые в России были показаны кроссовер "Колеос" и хэтчбек "Сандеро" (рис. 18), который планируется собирать на московском заводе "Автофрамос" параллельно с "Логаном".

На стенде ФИАТ наибольший интерес вызвал построенный на платформе модели "Панда" автомобиль ФИАТ-500 (рис. 19), стилизованный под популярную в прошлом одноименную "микролитражку". Двигатели на нем использованы, кстати, сравнительно умеренного рабочего объема — 1,2 и 1,4 л мощностью 51 и 74 кВт (*69 и 100 л. с.). Весьма интересной была экспозиция на стенде "Альфа Ромео", где из последних новинок были представлены трехдверный хэтчбек "МиTo" (сокращение от "Милан-Турин") (рис. 20), разработанный на платформе "Фиат Гранде Пунто" и оснащаемый бензиновыми двигателями мощ-



Рис. 17

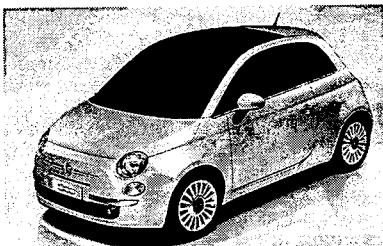


Рис. 19



Рис. 20

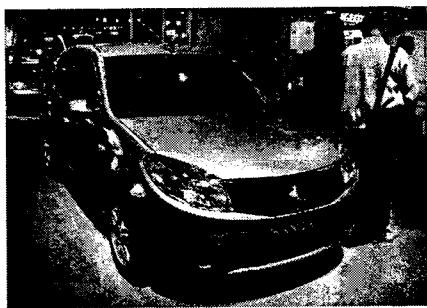


Рис. 18

ностью 57 и 114 кВт (78 и 155 л.с.) рабочим объемом 1,4 л., и открытую версию "спортивной" модели, выпущенной недавно тиражом 500 экз., — "Альфа Ромео 8С Компетиционе Спайдер", комплек-

туюмую восьмицилиндровым V-образным 4,7-литровым двигателем мощностью 330 кВт (450 л.с.).

Фирма "Вольво" продемонстрировала так называемый среднеразмерный кроссовер модели XC 60 (рис. 21), который комплектуется 3-литровым рядным шестицилиндровым бензиновым двигателем мощностью 210 кВт (285 л. с.), либо пятицилиндровыми 2,4-литровыми дизелями мощностью 136 и 120 кВт (185 и 163 л. с.). Последний, будет использоваться и на наиболее экономичной модификации с передним приводом, которая должна появиться в 2009 году.

Что касается второго шведского изготовителя легковых автомобилей — фирмы "Сааб", входящей в состав концерна "Дженерал Моторз", то она на московской выставке представила новую интеллектуальную систему полного привода —



Рис. 21

XWD, которой будет оснащаться в частности автомобиль "Сааб-9.3 Аэро".

(Продолжение следует)

Р. К. Москвин

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Катанев Н.Г., Симутина М.Н., Козлов Д.И., Басанец П.П. — Обеспечение ресурсами — залог успешного развития автомобилестроительной отрасли	1
Шария Э.Г. — Российский рынок автокомпонентов. Состояние и перспективы	4
АСМ-факты	5

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Егоров А.В., Сергеев В.Н., Сергеев К.Н., Кудрявцев И.А. — ДВС, дающий возможность рекуперации энергии торможения автомобиля	6
Марков В.А., Кузнецов А.Г., Полухин Е.Е., Павлов В.А. — Система регулирования угла опережения вспышки зажигания топлива в цилиндр дизеля	9
Фигурин В.А., Жуков В.А., Михайлов В.В., Мухин А.Н. — Модернизированная свеча зажигания	12
Гончаров В.А. — Повышение эффективности колодочного тормоза мотоцикла	14
Тараракин В.С., Акимов А.В. — Системы оценки уровня "бодрствования" водителей АТС	16

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБСЛУЖИВАНИЕ АТС

Разговоров К.И. — Стратегия развития дилерских предприятий технического сервиса автобусов	17
Нечеев В.В. — Диагностирование системы электростартерного пуска дизеля	19
Иващенко О.А. — Экспертная система оценки воздействия автотранспорта на воздушный бассейн городской территории	20

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Филимонов С.В., Баранов А.С., Филимонов В.И. — Расчетные процедуры при проектировании технологий производства широкополосных профилей	22
Баурова Н.И. — Имитационное моделирование процессов разрушения полимерных материалов, используемых для диагностирования металлоконструкций	26
Мельников А.Ф. — Оценка "информационности" автомобильного стеклоочистителя	27
Клубничкин Е.Е. — Конечно-элементное моделирование ходовой системы гусеничной лесозаготовительной машины	29
Костенко А.Ю. — Моделирование передней подвески и рулевого управления автомобиля для расчета его испытаний на удар	31
Абрамов В.Н., Вялков И.В. — Модель, позволяющая оценить технический уровень автомобильной техники	35

ИНФОРМАЦИЯ

За рубежом Москвин Р.К. — Новинки зарубежного автомобилестроения на "Московском международном автосалоне-2008"	37
---	----

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, О. И. Гирицкий, 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 В.Г. Быстров

Сдано в набор 01.12.2008. Подписано в печать 20.01.2009.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 4,9. Уч.-изд. л. 6,94. Зак. 24.

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

ООО «Издательство Машиностроение»

Адрес издательства и редакции:
107076, Москва, Строгинский 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.

А. Л. КАРУНИН

28 декабря 2008 г. на 71 году жизни после тяжелой болезни скончался выдающийся ученый, заведующий кафедрой "Автомобили" им. Е.А. Чудакова, доктор технических наук, профессор, Заслуженный деятель науки Российской Федерации, ректор МАМИ с 1988 по 2008 г. Анатолий Леонидович Карунин.

Анатолий Леонидович родился в мае 1938 г. в Сумской области. После окончания школы работал водителем в колхозе и на строительстве Куйбышевской ГЭС. В 1957 г. призван в ряды Советской Армии, а после демобилизации в 1960 г. поступил в Московский автомеханический институт, с которым была связана вся его дальнейшая жизнь. Именно здесь он прошел все вузовские ступени роста: от аспиранта кафедры "Автомобили" до профессора и здесь же в мае 1988 г. на конференции трудового коллектива института Анатолий Леонидович Карунин был избран ректором МАМИ на альтернативной основе. Обязанности ректора он исполнял в течение 20 лет, совмещая эту работу с работой заведующего одной из ведущих кафедр — "Автомобили" имени Е.А. Чудакова.

А.Л. Карунин принял руководство вузом в сложный переходный период коренной перестройки всех сторон жизни нашего общества, которая не могла не коснуться и высшей школы. Чтобы в таких сложных условиях институт не только выжил, но и развивался, Анатолий Леонидович делал все возможное, а иногда и то, что многим казалось невозможным. Благодаря энергии, организаторскому таланту и трудолюбию он смог найти новые подходы к решению сложных задач, стоящих перед институтом. Прежде всего, развитию МАМИ. Под его руководством в институте открыто 12 новых специальностей, внедрена многоуровневая система подготовки специалистов по девяти направлениям, организовано четыре новых факультета и два филиала, открыто заочное отделение. Число студентов в вузе увеличилось с 4,5 до 17,5 тыс., число специальностей по подготовке аспирантов возросло до 22, открыта докторантуря по шести специальностям, ведется переподготовка и цикловая подготовка специалистов по 20 направлениям.

В 1999 г. при МАМИ открыт Институт повышения квалификации руководящих работников и специалистов автомобильной промышленности. В том же году в состав университета постановлением Правительства РФ введен в качестве филиала Федеральный научно-исследовательский центр сельскохозяйственного и тракторного машиностроения — НИИТракторсельхозмаш (г. Ивантеевка Московской области). В результате этой работы МГТУ "МАМИ" превратился в ведущий научно-педагогический центр, осуществляющий подготовку и переподготовку высококвалифицированных кадров по всему спектру специальностей автомобиль- и тракторостроения.

В то же время профессор А.Л. Карунин сумел стать и оставаться ведущим ученым страны в области конструирования автомобилей и двигателей, а также применения альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте. Им подготовлена и защищена диссертационная работа на соискание ученой степени доктора технических наук на тему: "Повышение эффективности и готовности многоцелевой автомобильной техники при использовании альтернативных видов топлива"; разработаны принципиально новое направление научных исследований и технических решений проблемы

экологической и энергетической безопасности АТС и системная методология комплексного решения проблем современного автомобилестроения, включающая создание новых конструкций автомобилей и двигателей, а также новых технологий топливопользования, а под его научным руководством и при личном участии — конструкции систем питания нового поколения двигателей для работы на сжатом природном и сжиженном нефтяном газах, включая электронные системы подачи газа, а также лазерно-искровые и лазерные системы зажигания современных двигателей, комплекс контрольно-диагностического и технологического оборудования, реализованные в промышленности и на автомобильном транспорте. Перспективы развития этого направления сформулированы в технико-эксплуатационных требованиях к поршневым двигателям с принудительным воспламенением и газовой аппаратуре нового поколения.



Результаты теоретических и экспериментальных работ, полученные профессором А.Л. Каруниным, внедрены на предприятиях промышленности и положены в основу многих руководящих технических материалов, методических указаний и типовых методов расчета систем питания двигателей, работающих на альтернативных видах топлива. Новые разработки защищены патентами, демонстрировались на российских выставках и награждены медалями. Но главное, им создана научная школа по решению научно-практических и инженерных задач в области применения альтернативных видов топлива на автомобильном транспорте. Под его руководством подготовлено семь кандидатов и два доктора технических наук.

С 1991 г. научные интересы А.Л. Карунина связаны с созданием лазерных технологий на автомобильном транспорте и в автомобилестроении. При его непосредственном участии разработаны современные лазерно-искровые и лазерные системы зажигания двигателей с принудительным воспламенением. Приоритет страны в данной области подтвержден патентами.

Профессор А.Л. Карунин являлся одним из основных ведущих специалистов в области конструирования и эксплуатации контрольно-диагностического и технологического оборудования и приборов. В ча-

стности, при его участии и под его научным руководством создан контрольно-диагностический стенд КЕ-1 "МАМИ" для контроля и диагностирования электронных систем впрыскивания топлива, принятый за основу базового оборудования диагностических станций. Разработанная им компьютерная программа диагностирования отвечает современному уровню автомобильной техники.

А.Л. Каруниным выполнен комплекс научно-прикладных и теоретических работ по технологии топливопользования транспортными средствами двойного назначения. Им сформулировано технико-экономическое обоснование применения легких топлив в современных дизелях. Работа имеет исключительно важное социально-экономическое значение и связана с энергетической безопасностью страны.

Профессор А.Л. Карунин — автор двух монографий, четырех учебников, девяти учебных пособий и 20 учебно-методических работ. С Он — квалифицированный педагог: читал лекции, в том числе на факультете повышения квалификации руководящих работников отрасли, а также в ведущих университетах и на автомобильных заводах Китая и Японии, руководил курсовыми и дипломными проектами студентов, принимал участие в работе ГАК. Под его руководством разработаны типовые учебные планы для вузов РФ по специальности "Автомобиле- и тракторостроение" и учебные программы по всем профилюющим дисциплинам специализации "Автомобилестроение". Им разработаны учебно-методические материалы, учебные пособия, учебные планы и программы подготовки специалистов и руководящих работников отрасли в области проектирования, расчета и диагностирования газовой и газодизельной аппаратуры, а также по другим техническим дисциплинам. При его участии создана необходимая материальная база, включающая учебную лабораторию "Диагностирование и испытание систем впрыска топлива".

А.Л. Карунин был действительным членом семи российских и международных академий, научным руководителем целевых научно-исследовательских программ федерального уровня. По его инициативе создан научно-технологический парк "Автопрогресс-XXI".

Он — член редакционных коллегий ведущих специализированных автомобильных журналов, сопредседатель совета учебно-методического объединения вузов России по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов, председателем Головного совета "Транспорт", вице-президент Ассоциации автомобильных инженеров России, член общественного Совета по проблемам развития российской автомобильной промышленности при Минпромнауки России, членом Научно-технического совета Мостранса.

За большие заслуги в деле совершенствования работы высшей школы страны А.Л. Карунин награжден орденом "Почета", медалью "За трудовое отличие", ему присвоены высокие звания "Заслуженный деятель науки Российской Федерации" и "Почетный работник высшего профессионального образования", объявлена благодарность Президента Российской Федерации.

Руководство МГТУ "МАМИ", профессорско-преподавательский состав, редакция и редакция журнала "Автомобильная промышленность" выражают соболезнования родным и близким Анатолия Леонидовича.



Распопов В.Я. **Микромеханические приборы**: учебное пособие. 2007. – 400 с., тв. пер., 70×100 1/16

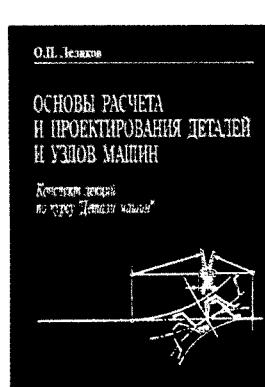
ISBN 5-217-03360-6

Цена с НДС 550 руб.

Изложены терминология, классификация, конструкции и принципы работы микромеханических осевых и маятниковых акселерометров, датчиков давления и гироскопов LL-, LR- и RR-типов. Даны описание и расчет прямых (датчиков перемещений и деформаций) и обратных (датчиков сил и моментов) преобразователей в микромеханическом исполнении, схемы электронной обработки сигналов. Приведены примеры электронного устранения ошибок микрогироскопов, в частности квадратурной; описана электронная частотная настройка режимов работы микрогироскопов. Рассмотрены конструктивные схемы и расчет упругих подвесов и мембран, динамика чувствительных элементов, включающая уравнения движения, передаточные функции, частотные характеристики и функциональные зависимости перемещений чувствительных элементов от измеряемой величины. Даны расчет газового и конструкционного демпфирования, теория и расчет измерительных цепей приборов прямого и компенсационного преобразований, а также основные погрешности измерений, примеры вычислений.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности "Приборостроение" направления подготовки "Приборостроение", а также может быть полезно аспирантам и инженерно-техническим работникам.

Гриф Минобрнауки



Леликов О.П. **Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин**. Конспект лекций по курсу "Детали машин".

3-е изд., 2007. – 464 с., тв. пер., 60×88 1/16

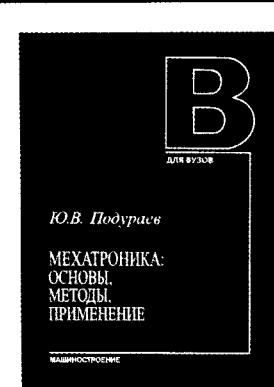
ISBN 978-5-217-03390-4

Цена с НДС 363 руб.

Изложены теоретические основы и инженерные методы расчета и проектирования деталей и узлов общемашиностроительного применения. Рассмотрены наиболее сложные темы по основным разделам курса "Детали машин": разъемные и неразъемные соединения, передачи трением и зацеплением; валы и оси; подшипники качения и скольжения; муфты приводов и др.

3-е издание (2-е изд. 2004 г.) исправлено и переработано в соответствии с современной научно-технической документацией, а также дополнено приложением по новой методике расчета ресурса подшипников качения.

Для студентов технических специальностей вузов; может быть полезен также слушателям факультетов повышения квалификации преподавателей, инженерам, конструкторам.



Подураев Ю.В. **Мехатроника: основы, методы, применение**: учебное пособие для студентов вузов. 2-е изд., 2007. – 256 с., тв. пер., 60×88 1/16

ISBN 978-5-217-03388-1

Цена с НДС 264 руб.

Рассмотрена тенденция перехода от механики к мехатронике в построении машин нового поколения. Даны основы мехатроники – базовые понятия и терминология, предметная область, новые гибридные технологии, области применения современных мехатронных машин; методы построения и анализа интегрированных мехатронных модулей и систем. Приведены примеры современных мехатронных модулей и систем, аспекты математического моделирования и оптимизации движений многомерных мехатронных систем, система управления мобильным роботом на основе Интернет-технологий в реальном времени.

Для студентов вузов, обучающихся по специальности "Мехатроника" направления подготовки "Мехатроника и робототехника", а также "Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств", "Автоматизированные технологии и производство". Может быть полезно специалистам, занимающимся разработкой и исследованием современных машин.

Гриф Минобрнауки

Приобрести книгу можно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку по факсу: (499) 269-48-97; по почте: 107076, Москва, Строгинский пер. 4, ООО "Издательство Машиностроение";

по e-mail: realiz@mashin.ru.

Справки по тел. (499) 269-66-00. <http://www.mashin.ru>
Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

МЕЖДУНАРОДНАЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА-ФОРУМ

ЛОГИСТИКА
северо-запад

1–3 АПРЕЛЯ'09
ПЕТЕРБУРГСКИЙ СКК



ТРАНСПОРТНАЯ ЛОГИСТИКА • СКЛАДСКАЯ ЛОГИСТИКА • ИТ В ЛОГИСТИКЕ
ОБРАЗОВАНИЕ. ПОДГОТОВКА ПЕРСОНАЛА • ИНВЕСТИЦИОННЫЕ ПРОГРАММЫ
ТЕЛЕМАТИКА • ЭКСПРЕСС-ДОСТАВКА • СТРАХОВАНИЕ ГРУЗОВ

ОРГАНИЗATOR



МЕСТО ПРОВЕДЕНИЯ
Петербургский СКК, пр. Ю. Гагарина, 8
ст. метро «Парк Победы»

АДРЕС «ФАРЭКСПО»
www.farexpo.ru, e-mail: idea@orticon.com
Тел./факс: (812) 777-04-07, 718-35-37

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ
ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПАРТНЕР



ОФИЦИАЛЬНЫЙ
ИНФОРМАЦИОННЫЙ ПАРТНЕР



АНАЛИТИЧЕСКИЙ МЕДИА-ПАРТНЕР



ИНФОРМАЦИОННЫЕ
ПАРТНЕРЫ



ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:

Министерства транспорта РФ

Комитета по транспортно-транзитной политике

Ассоциаций ТПП Северо-Западного федерального округа

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru