

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ISSN 0005-2337

25



2000 г., № 2

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

НАМИ-Фонд –

Орган по сертификации автомобильных изделий – аккредитован Госстандартом России
(рег. ГР № РОСС RU. 0001.11МТ14)



**В рамках закона РФ
“О сертификации продукции и услуг”**

НАМИ-Фонд

- ⇒ сертифицирует комплектующие изделия и запасные части отечественных и зарубежных автотранспортных средств
- ⇒ проводит необходимые испытания
- ⇒ оказывает помощь в подготовке производства и системы качества к сертификации и выдает сертификат соответствия
- ⇒ оформляет российские сертификаты на основе признания зарубежных

НАМИ-Фонд

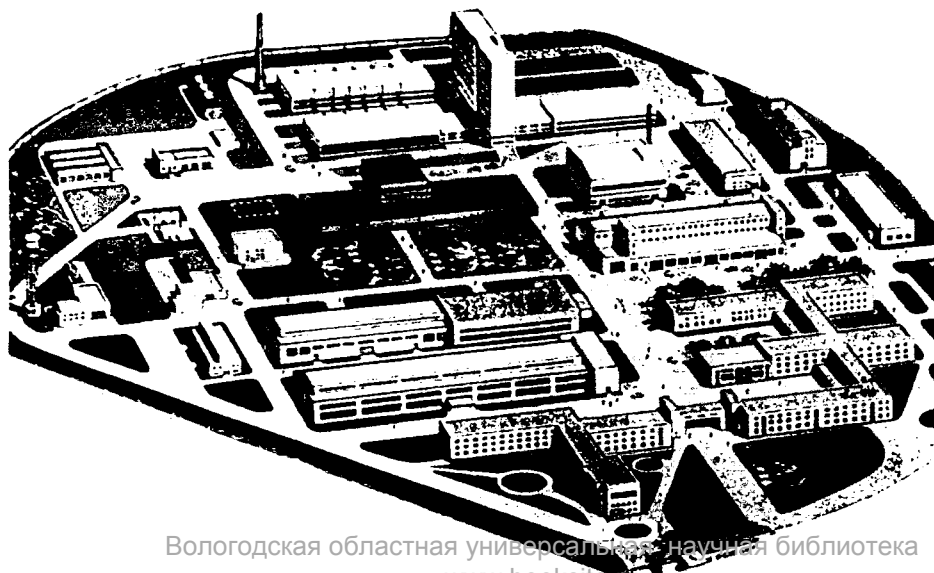
успешно работает на рынке сертификационных услуг – в контакте с испытательным центром НАМИ – уже более шести лет. Здесь низкие цены, четко отработанные система и сроки выдачи сертификатов.

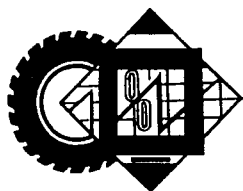
Маркировка в НАМИ-Фонде Вашей продукции Знаком соответствия – это не только гарантия стабильного качества, но и путь к расширению деловых связей, привлечению инвесторов.

Телефоны: (095) 454-05-00, 454-04-27, 454-85-91. Факс (095) 456-54-80

Адрес: 125438, Москва, ул. Автомоторная, 2, НАМИ-Фонд

E-mail: mail@nami-fond.ru <http://www.nami-fond.ru>





ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113.009.12

СТАДИЯ РАЗРАБОТКИ АВТОМОБИЛЯ. МОДЕЛИРОВАНИЕ КОНКУРЕНТОСПОСОБНОСТИ

Канд. техн. наук Х. А. ФАСХИЕВ

КамАЗ

Финансовое благополучие или неблагополучие автопроизводителя — во многом результат конкурентоспособности его продукции. Причем под конкурентоспособностью понимаются, в общем, довольно простые условия: товар конкурентоспособен, если превосходит аналоги по потребительским свойствам и продается по цене, удовлетворяющей потребителей.

Но на деле все гораздо сложнее: совместить оба вида конкурентных достоинств трудно. Поэтому на практике стратегия обеспечения конкурентоспособности обычно ориентируется либо на низкие цены, либо на высокое качество. Низкие цены (они характерны для российской автомобильной промышленности) чаще всего — результат использования более дешевых, чем у конкурентов, средств и предметов труда, рабочей силы, благоприятного соотношения курсов валют, государственных преференций. Однако данные преимущества неустойчивы и легко могут быть потеряны при изменении ситуации во внешней среде.

Второй показатель — высокое качество — результат технико-технологической уникальности продукции, ее наукоемкости, технологичности, высокой квалификации специалистов, обеспечивающий эффективность использования изделия у потребителя, создаю-

щий фирме-производителю хорошую репутацию. Обеспечить его, естественно, сложнее — требуются значительные материальные и духовные затраты. Правда, они окупаются, поскольку товар несущественно реагирует на конъюнктурные изменения внешней среды.

Все сказанное — аксиома рынка. Как и то, что конкурентоспособность новой модели товара, в том числе автомобиля, закладывается на стадии разработки и что на ранних этапах проектирования для ее достижения нужны минимальные затраты. "Геометрию" же на основе этих аксиом все строят по-разному. Здесь, думается, и кроются корни успеха или неуспеха: тот, кто более правильно моделирует конкурентоспособность нового товара, выигрывает; тот, кто делает это хуже, проигрывает.

Начнем с самого понятия "конкурентоспособность". Она определяется совокупностью многих технико-экономических показателей. И, как видно из рис. 1, складывается из технических (качественных) и коммерческих (ценовых) комплексных показателей, большинство из которых известны уже на этапе составления технического задания, поскольку представляют собой итог исследования рынка и конкурентов-аналогов. Причем надо иметь в виду, что с точки зрения маркетинга грузовые автомобили, которым, собственно, и посвящена данная статья, имеют ряд осложняющих дело особенностей. Это трудоемкая доводка, сравнительно короткие (шесть—восемь лет) сроки обновляемости, развитый рынок конкурентной продукции, широкий диапазон условий эксплуатации, большое многообразие моделей, развитая тенденция "верности традициям" у покупателей, требование соответствия многочисленным внутренним и международным нормативам и правилам, зависимость совер-



Рис. 1

шенства конструкции от уровня развития многих смежных отраслей промышленности, ограниченность для многих покупателей альтернативной замены другим видом грузового транспорта, особые требования удобства для обслуживающего персонала (водителя) и т. д. Кроме того, из-за сложности производства постоянные затраты на выпуск грузового автомобиля и минимальный объем безубыточного выпуска получают значительными.

Таким образом, главными (и, пожалуй, единственными) исходными данными для моделирования конкурентоспособности нового автомобиля, как и любого товара, служат маркетинговые исследования. Они для западных автомобилестроителей — рутинное, но чрезвычайно энергично выполняемое дело. У нас, наоборот, дело новое, осваиваемое, к сожалению, методом проб и ошибок. Тем не менее уже складывается понимание того, что основа конкурентоспособности новой модели АТС создается на предпроектном (маркетинговом) этапе; на последующих этапах проектирования закладывается ее фундамент; на этапе организационно-технологической подготовки производства и при изготовлении этот фундамент материализуется, при сбыте укрепляется, а в эксплуатации — реализуется. Как и того, что на каждом этапе нужно руководствоваться принципами системного подхода. То есть: процесс принятия решения начинать с выявления и формулирования цели; цели отдельных подсистем назначать так, чтобы они не вступали в конфликт с целями всей системы; жизненный цикл товара рассматривать как единую систему, а результаты процессов одного этапа — как входные данные для последующего; обязательно анализировать альтернативные варианты ре-

шений; учитывать, что система должна быть структурной, а все ее элементы — иерархичными.

Этапы жизненного цикла автомобиля, в том числе разработки, при системном подходе представляют собой процессы, имеющие "вход", "выход" и "обратную связь". В частности, на предпроектном этапе маркетинговые исследования и НИР формируют параметры "входа" для этапа составления технического задания, а "выход" технического задания служит "входом" для последующих этапов разработки.

Очевидно, что создать конкурентоспособный автомобиль можно лишь при выполнении ряда условий. Во-первых, при высоком качестве маркетинговых исследований и предварительных НИР ("вход"); во-вторых, при не менее высоком качестве "процесса" на этапе разработки, что обеспечивается квалификацией разработчиков и совершенством применяемых методов проектирования; в-третьих, при внешней и внутренней средах, благоприятных для протекания процесса; в-четвертых, при такой организации и техническом обеспечении работ, которые способствуют превращению высококачественного "входа" системы в столь же высококачественный ее "выход".

Чтобы избежать потерь на каждом последующем этапе жизненного цикла автомобиля, решение, принимаемое на каждом предыдущем этапе ("выход" этапа), необходимо анализировать, оптимизировать, проверять на конкурентоспособность, обосновывать экономическую эффективность. Другими словами, качество "выхода" оценивать по качеству "входа". Причем оценка, очевидно, не может быть выше низшей оценки "входа" (если не обеспечен высококачественный "вход", то не приходится ждать и высококачественного "выхода"). Но особенно важен, повторяем, предпро-

ектный этап. Например, по данным американских маркетологов, 40 % новых потребительских, 20 % промышленных товаров и 18 % услуг терпят неудачу на рынке. И главные причины неудач связаны с этим этапом. Сюда относятся неправильное определение нужд потребителей; неверное представление у потребителей о новом товаре или незнание о нем вообще; слабые маркетинговые исследования (итог — неверно определены потенциальные рынки, объем производства, цена товара); недостаточный анализ товаров и деятельности конкурентов. И лишь потом следуют такие причины, как плохое качество и низкие эксплуатационные показатели нового товара; запаздывание организации или отсутствие службы сервиса технически сложных товаров и т. д.

К числу конкурентных достоинств товара в глазах потребителя, закладываемых на предпроектном этапе, относятся: его эксклюзивность (уникальность), т. е. наличие в нем особых свойств, дающих потребителю дополнительные, по сравнению с конкурентами-аналогами, выгоды; то, что он разработан на определенный сегмент рынка, т. е. удовлетворяет все запросы потребителя, в том числе по интегральному показателю "качество/цена" не уступает аналогам.

Товар, таким образом, должен быть конкурентным, именно с позиций потребителя. А это возможно, если: использованы имеющиеся у предприятия "ноу-хау"; переход на следующий этап работ осуществляется только после достижения необходимого уровня конкурентоспособности и экономической эффективности средствами предыдущего этапа; проектирование ведется с учетом перспективных показателей, которые конкурентами могут быть достигнуты к началу освоения новой модели; модель разрабатывается в неразрывном единстве научных достижений в области проектирования и производственно-технологических воз-

можностей предприятия; модель проектируется, основываясь на принципе минимизации номенклатуры деталей в изделии; разработка, освоение производства ведутся с учетом фактора времени выхода модели на рынок и т. п.

Технологию предпроектного этапа проектирования грузового автомобиля можно свести к следующему.

1. Исходя из рыночного спроса и возможностей производства устанавливается наиболее целесообразный его вариант (тип, модель).

2. Определяются круг потенциальных его покупателей, рынки сбыта и необходимый для удовлетворения потенциального спроса объем выпуска выбранной модели.

3. Оцениваются уже существующие модели-конкуренты (их технико-экономические показатели), потенциальные возможности и направления деятельности их производителей.

4. Анализируются тенденции развития выбранных моделей и критические технико-экономические перспективные показатели, определяющие показатели моделей-конкурентов.

5. На основе предварительно принятых технических показателей определяются себестоимость, лимитная цена модели, ее технико-экономическая эффективность и сравниваются с теми же показателями моделей-конкурентов. Особое внимание при этом обращается на экологичность, безопасность, комфортность и др.

6. Выявляются возможные каналы сбыта, назначаются мероприятия по рекламе, стимулированию продаж, техническому обслуживанию в эксплуатации новой модели.

Как видам, предпроектный этап сочетает техническую деятельность с коммерческой, базируется на маркетинговых исследованиях и работе проектно-исследовательской службы фирмы.

Таблица 1

Параметры денежного потока	Годы								
	0	1	2	3	4	5	6	7	8
Инвестиции	168,4	—	—	—	—	—	—	—	—
Доход от перевозок	—	156,5	163,6	170,8	178,2	186,7	193,8	201,9	209,2
Затраты на:									
топливо	—	12,37	13,58	14,17	14,79	15,41	16,08	16,76	17,46
смазочные материалы	—	2,47	2,71	2,83	2,95	3,08	3,21	3,35	3,49
техническое обслуживание и ремонт	—	6,56	7,19	7,51	7,84	8,17	8,52	8,88	9,26
шины	—	4,58	4,79	4,99	5,21	5,43	5,67	5,91	6,16
зарплату водителя, отчисления на соцстрах	—	14,00	14,53	15,26	15,93	16,60	17,32	18,05	18,81
накладные расходы	—	9,24	9,71	10,19	10,70	11,24	11,80	12,39	13,01
дорожные и другие налоги, относимые на себестоимость	—	5,30	5,57	5,85	6,14	6,45	6,77	7,11	7,46
амортизационные отчисления	—	28,69	29,98	31,29	32,65	34,03	35,51	0	0
Суммарные затраты	—	83,21	88,16	92,09	96,21	100,41	104,88	109,46	114,2
Налогооблагаемая прибыль	—	73,39	75,44	78,71	81,99	85,29	88,92	92,44	94,98
Налоги с прибыли	—	25,68	26,40	27,54	28,69	29,85	31,12	32,35	33,24
Инвестиционный доход	—	47,71	49,04	51,17	53,30	55,44	57,80	60,09	61,74
Коррекция денежных потоков:									
амортизация	—	28,69	29,98	31,29	32,65	34,03	35,51	0	0
остаточная стоимость автомобиля	—	—	—	—	—	—	—	—	28
Чистые денежные потоки	168,4	76,40	79,02	82,46	85,95	89,47	93,31	60,09	89,74
Коэффициент дисконта при $r = 0,2; i = 0,05$	1,0	0,80	0,64	0,51	0,41	0,33	0,26	0,21	0,17
ДЧДП	168,4	61,12	50,57	42,05	35,23	29,52	24,26	12,61	15,25

Таблица 2

Показатель конкурентоспособности	КамаЗ-53212 при $N_{дв} = 177$ кВт (210 л. с.)	КамаЗ-5360 при	
		$N_{дв} = 258$ кВт (350 л. с.)	$N_{дв} = 177$ кВт (240 л. с.)
<i>ЧТС</i> , тыс. руб.	102,2	38,0	110,0
<i>ДЧР</i> , тыс. руб.	342,3	349,9	347,7
Коэффициент конкурентоспособности:			
	по радару	0,283	0,717
по профилю	0,384	0,568	0,523
Бюджетный эффект, тыс. руб.	158,6	171,5	202,7

Результатом всего сделанного и становится техническое задание на новую модель. Прячем в случае модели инвестиционного назначения конкурентоспособность целесообразно оценивать комплексным критерием "чистая текущая стоимость". А она, как известно, равна разности суммарных дисконтированных чистых денежных потоков (*ДЧДП*) и суммарных инвестиций (*I*), связанных с этим товаром:

$$ЧТС = \sum_{t=0}^{T_{сл}} ДЧДП_t - \sum_{t=0}^{T_I} I_t$$

(Здесь $T_{сл}$ — срок службы модели; T_I — период инвестирования; t — текущий период; $ДЧДП_t$ — чистое денежное поступление на счет производителя после уплаты им налогов, пересчитанное дисконтированием на начальный период инвестиций.)

Показатель *ЧТС*, таким образом, учитывает результаты эксплуатации инвестиционной модели, единовременные и текущие издержки, связанные с ним за весь жизненный цикл, показывает прирост капитала предприятия. Он — показатель комплексный, так как включает показатели назначения, надежности, технологичности, стандартизации, унификации, эксплуатационные и капитальные затраты потребителя и эффект, получаемый от этих затрат в виде объема выполненной работы. Срок же службы модели характеризует период, в течение которого можно получать доходы.

Очевидно, что чем *ЧТС* больше, тем изделие экономичнее, конкурентоспособнее. То есть в *ЧТС* фактически "всплывают" все преимущества и недостатки нового изделия по сравнению с его конкурентом-аналогом.

Информативность показателя *ЧТС* существенно повышается, если в нем учтена цена изделия: при одинаковых эксплуатационных затратах, производительности, сроке службы, качестве в целом всегда конкурентоспособнее то изделие, у которого цена меньше.

Следовательно, интегральный критерий *ЧТС* есть численно выраженный прототип широко применяемого условного оценочного показателя "цена/качество". Но он имеет и ряд производных оценочных критериев — рентабельность инвестиций, внутренние коэффициенты и срок окупаемости, которые дополняют с разных точек зрения оценку эффективности модели по

денежному потоку. Кроме того, суммируя налоги, можно оценить бюджетный эффект от новой модели АТС.

Пример расчета *ДЧДП* приведен в табл. 1, где в качестве модели взят серийный автомобиль КамаЗ-53212 при его использовании в междугородных перевозках.

В расчетах срок его службы принят равным восьми годам, годовой темп инфляции — 5 %, ставка дисконтирования — 20 %. КамаЗ-53212 сравнивали с новой моделью — автомобилем КамаЗ-5360 грузоподъемностью 10 т, оборудованным двигателем "Камминз М11-350 Е" (мощность 258 кВт, или 350 л. с.) или КамаЗ-740.11-240 (мощность 177 кВт, или 240 л. с.).

Как видно из табл. 2, автомобиль КамаЗ-5360 наиболее эффективен для потребителя при двигателе КамаЗ-740.11-240. Для него самый весомый показатель — чистая текущая стоимость. Она — наибольшая и равна 110,02 тыс. руб. Внутренний коэффициент окупаемости этого автомобиля хотя и несколько хуже, чем у базового КамаЗ-53212, в 2,5 раза больше, чем средняя рентабельность капитала для предприятия.

Таким образом, КамаЗ-5360 с двигателем КамаЗ-740.11-240 может быть принят на серийное производство взамен автомобиля КамаЗ-53212. Тем более что он самый выгодный и с государственной точки зрения, так как за срок службы приносит в бюджет доход, на 28 % больший, чем серийный автомобиль КамаЗ-53212.

КамаЗ, как известно, выпускает и легковые автомобили. Но их конкурентоспособность с помощью *ЧТС* оценить трудно. Поэтому в данном случае целесообразно воспользоваться критерием, лишь похожим на *ЧТС*. Это дисконтированные чистые расходы

(*ДЧР*), определяемые по формуле: $ДЧР = \sum_{t=0}^{T_{сл}} ДТР_t +$

$+ \sum_{t=0}^{T_I} I_t$, в которой $ДТР_t$ — дисконтированные текущие расходы t -го периода.

В составе *ДЧР* учитываются эксплуатационные текущие затраты, налоги — так, как показано в табл. 1. Поэтому данный критерий, по сути, есть сумма единовременных и текущих затрат за срок службы легкового автомобиля, приведенная к начальному периоду инвестиций. С его помощью можно оценить конкурентоспособность как инвестиционных, так и потребительских товаров. Следовательно, не только легковых, но и грузовых автомобилей. Нужно только учитывать: если товар инвестиционный, текущие расходы должны быть уменьшены на величину амортизационных отчислений. Более того, *ДЧР* даже предпочтительнее *ЧТС*, поскольку прогнозировать будущие доходы гораздо сложнее, чем расходы.

Значения *ДЧР* рассматриваемых грузовых автомобилей КамаЗ, приведенные в табл. 2, подтверждают: его наименьшее значение — у серийного автомобиля КамаЗ-53212 (на 5,4 тыс. руб. меньше, чем у новой модели с двигателем КамаЗ-740.11-240). Однако последняя более производительна, поэтому *ЧТС* у нее больше на 8 тыс. руб.

Вообще надо сказать, критерий ЧТС при оценке конкурентоспособности имеет ряд недостатков. Дело в том, что ее желательно рассматривать с трех точек зрения — коммерческой, нормативно-правовой и технико-экономической. При расчете же ЧТС ряд показателей изделия (такие, как эстетичность, дизайнерские решения, экологичность, удобство управления, безопасность, соответствие нормативно-правовым документам, принятым на выбранном сегменте рынка, и др.) остаются вне поля зрения. Кроме того, сама процедура расчета ЧТС весьма сложна, требует большого количества исходной информации прогнозного характера. Возьмем, к примеру, технико-эксплуатационные параметры (ТЭП). Очевидно, что любой из них, в принципе, может иметь существенный "вес" в глазах потребителя. В конкурентном рынке особо выделять какой-то ТЭП изделия нельзя. Конкурентная машина, оборудование должны быть совершенными со всех точек зрения, поэтому "взвешивать" их индивидуальные показатели, занимаясь комплексной оценкой, необходимости нет. Кроме того, многие ТЭП тесно взаимосвязаны, и придание большого "веса" какому-либо из них может привести к многократному необоснованному усилению влияния этого параметра на интегральный показатель.

С учетом всего перечисленного и был предложен новый подход к измерению конкурентоспособности — метод "профилей" ("радаров") (см. "АП", 1998, № 2), основанный на графическом изображении выбранных

технико-экономических показателей изделия по определенным правилам, которое легко сравнить с аналогичным изображением для изделия-конкурента.

Для построения профиля выбираются наиболее значимые с точки зрения потребителей ТЭП и прямоугольное оценочное поле. Это поле по вертикали делится на равные ("веса" ТЭП принимаются одинаковыми) части, число которых на единицу меньше числа выбранных ТЭП. Затем оценка каждого ТЭП откладывается по горизонтали (чем выше эта оценка, тем правее располагается соответствующая ей точка.) Наконец, все точки соединяют линиями, и слева получившейся ломаной образуется площадь, которая и характеризует конкурентоспособность изделия. Но для численной оценки лучше всего пользоваться коэффициентом конкурентоспособности, равным отношению площади, расположенной слева от ломаной линии, к площади всего прямоугольного поля.

Пример такого построения для автомобиля КамАЗ-53212 приведен в табл. 3. Там же приведены данные для построения этого профиля, а также профилей автомобилей КамАЗ-5360. У КамАЗ-53212 коэффициент конкурентоспособности равен 0,384, у КамАЗ-5360 с двигателем "Камминз" — значительно выше (см. табл. 2).

Таким образом, рассматриваемый коэффициент дает оценку конкурентоспособности автомобиля в целом. Но на практике определенный интерес может представлять и его значение для группы или несколь-

Таблица 3

Технико-экономический показатель (ТЭП)	Автомобиль КамАЗ-53212		Автомобиль КамАЗ-5360 с двигателем "Камминз" М11-350Е	Автомобиль КамАЗ-5360 с двигателем КамАЗ-740.11-240
	значения ТЭП	профиль показателей	значения ТЭП	
Чистая текущая стоимость, тыс. руб.	102,21	0	38,02	110,02
Цена, тыс. руб.	168,40	300	278,20	190,00
Внутренний коэффициент окупаемости, %	52,40	10	25,80	50,00
Сопутствующие капитальные вложения, тыс. руб.	40	50	40	40
Доля экспорта в объеме выпуска, %	8	0	35	35
Себестоимость перевозок, руб/(т·км)	0,3952	0,6	0,5141	0,4173
Соответствие нормативно-правовым документам, %	80	0	90	90
Эстетичность, баллов	6	0	8	8
Эргономичность, баллов	4	0	7	6
Мощность двигателя, л. с.	210	200	350	240
Снаряженная масса, кг	8200	9000	8000	7800
Грузоподъемность, т	10	5	10	10
Максимальная скорость, км/ч	100	60	125	100
Средняя техническая скорость, км/ч	51	40	71	56
Динамический фактор	0,289	0,2	1,0	0,3
Наличие АБС	0	0	1	1
Наличие ПБУ	0	0	0	0
Расход топлива при 60 км/ч, л/100 км	27	40	30	28
Коэффициент эффективности, 100 км ² /(ч·л)	1,91	1	2,38	2,01
Наработка на отказ, км	1800	1500	3000	2500
Удельная трудоемкость, чел·ч/1000 км	11,0	12	10,4	10,1
Периодичность ТО-2, тыс. км	12,0	10	24,0	18,0
Ресурс, тыс. км	540	500	700	650

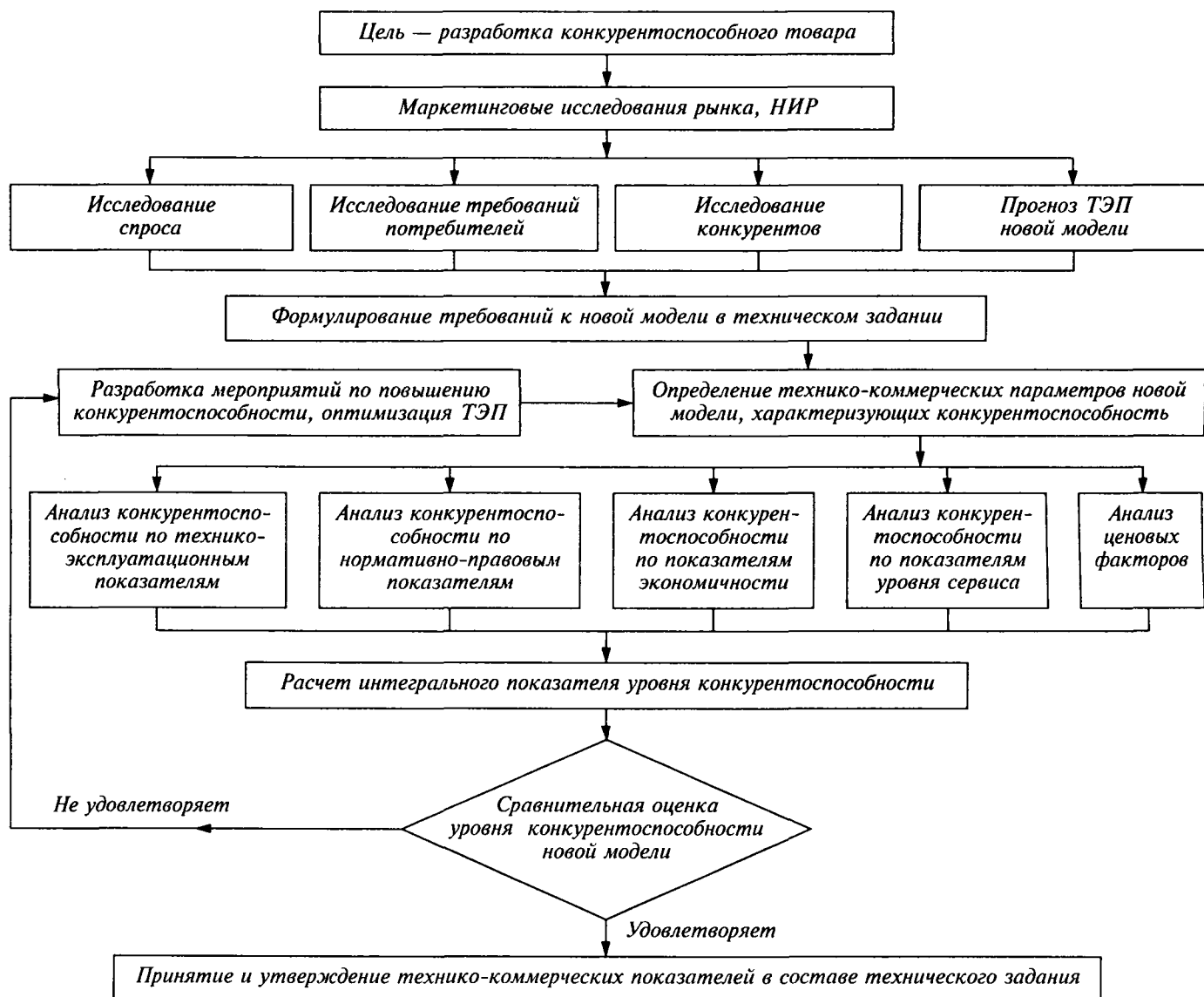


Рис. 2

ких групп свойств изделия, взятых отдельно. Такие частные коэффициенты конкурентоспособности подсчитать с помощью профилей еще проще — из общей площади нужно выделить ту ее часть, которая характеризует группу (группы). И если окажется, что частный коэффициент конкурентоспособности по группе меньше, чем у конкурентных моделей, необходимо принимать меры по его повышению.

Схема моделирования конкурентоспособности новой модели на этапе проектирования приведена на рис. 2. Как уже говорилось, оно начинается с постановки цели, на достижение которой и направляются все дальнейшие действия. Эта схема в особых комментариях не нуждается. Следует отметить лишь несколько обстоятельств.

Первое. Свойства изделия, выражаемые посредством частных показателей, нуждаются в постоянной корректировке с учетом их динамики, тенденций развития технических решений в данной области, планируемых сроков освоения производства новой модели.

С тем, чтобы изделие в момент его выхода на рынок наиболее полно соответствовало существующим в данный момент требованиям потребителя.

Второе. Все ТЭП, характеризующие уровень конкурентоспособности изделия, разделены, как видно на рис. 1, на пять групп. Для каждой группы сначала оценивается частный показатель конкурентоспособности, затем комплексный (для всей группы) и, наконец, строится "профиль" для всего изделия, по которому определяется интегральный показатель конкурентоспособности. Он и служит инструментом сравнения новой модели с аналогами-конкурентами.

Вывод. Моделирование конкурентоспособности новой модели на стадии проектирования дает возможность с минимальными затратами добиться соответствия "экологии" изделия его рыночной "экологии", создать товар, более полно, чем аналоги-конкуренты, удовлетворяющий требованиям потребителей. Это, по вполне понятным причинам, особенно важно при НИОКР таких дорогостоящих изделий, как грузовой автомобиль.

Шестая Международная автомобильная конференция, посвященная перспективам отечественного автомобилестроения в XXI веке, прошла в декабре 1999 г. в Москве. В ней приняли участие представители российских министерств (финансов, науки, экономики, транспорта, сельского хозяйства и продовольствия, по налогам и сборам), министерства промышленности Белоруссии, автомобильных предприятий и фирм (ОАО "АвтоВАЗ", "Автофрамос", "Автотор", ПО "БелавтоМАЗ", ОАО "ГАЗ"; ДААЗ, "Дженерал-Моторс", "Форд", "Шкода Удмуртия—Ижмаш" и др.), научно-исследовательских организаций и вузов (ГНЦ НАМИ, НИЦИАМТ, НИИТавтопром, "Автоэлектроника", МГТУ "МАМИ", НИЦ ГИБДД). Организаторы конференции — ОАО "АСМ-холдинг" и фирма "Карни".

130 лет исполнилось троллейбусному заводу, известному прежде как "Завод имени Урицкого", а ныне — ОАО "Тролза".

Предприятие было основано как Радицкий вагоностроительный завод акционерного общества Мальцевских заводов (Брянск). Сначала здесь изготавливали и ремонтировали железнодорожные вагоны различного назначения. Затем, в годы Первой мировой войны, делали также боеприпасы и другую продукцию для нужд армии. В 1920-е годы занимались исключительно ремонтом железнодорожного подвижного состава; в 1930-е — снова выпуском вагонов. (Именно тогда завод стал "имени Урицкого"). К концу этого десятилетия завод начал внедрять в производство новые технологии. В частности, вместо клепки стал применять сварку.

В годы Великой Отечественной войны завод эвакуировали в г. Энгельс Саратовской области, где он вновь выпускал боеприпасы, ремонтировал и изготавливал железнодорожные вагоны.

После войны в Брянск завод уже не вернулся: там старые корпуса были полностью разрушены, а в Эн-

гельсе были построены новые. В них и предстояло осваивать новую продукцию — троллейбусы.

Первой моделью стал троллейбус МТБ-82, выпуск которого начали в 1951 г. А уже в 1955 г. был создан троллейбус собственной конструкции — ТБУ-1, опытные образцы модификаций которого (фургон, платформа с прицепом, самосвал) в 1955—1957 гг. успешно прошли испытания и были приняты к производству.

В 1960 г. начался выпуск троллейбуса ЗИУ-5, а в 1972 — ЗИУ-9.

ОАО "КамАЗ" становится производителем дизелей для разнообразной сельскохозяйственной техники. В частности, уже поставлена промышленная партия двигателей "Ростсельмашу" для комбайнов "Дон-1500" (вместо СМД-31). В Татарстан, Удмуртию и Башкортостан дизели КамАЗ продают в качестве запасных частей для тех же комбайнов. В ближайшее время агрегаты будут адаптированы также к трактору Т-150 и кормоуборочному комбайну "Полесье". Кроме украинского завода СМД, двигатели которого намного дороже, КамАЗу приходится в этом новом деле конкурировать и с ярославским АО "Автодизель", поэтому на завоевание большей части рынка здесь пока не рассчитывают.

Улучшить сбыт автомобилей ВАЗ на Украине призваны меры, проводимые "АвтоВАЗом" и финансовыми структурами республики.

Так, украинские фирмы, закупящие автомобили и одновременно поставляющие ВАЗу комплектующие и материалы, освобождаются теперь от уплаты части налогов, что позволяет снизить стоимость автомобиля на ~20%. (Обычно НДС за каждый проданный автомобиль взимается дважды — в России и на Украине.)

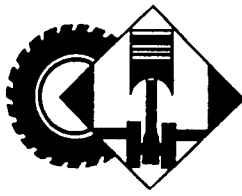
Для облегчения расчетов с украинскими фирмами, продающими автомобили ВАЗ, и производителями комплектующих создан финансовый посредник — торговый дом "УкрАвтоВАЗ". Он займется финан-

совым обеспечением гарантийного обслуживания автомобилей, закупками оптовых партий комплектующих. При этом будут реализованы финансовые схемы, основанные на принципах взаиморасчета и позволяющие избежать многократного перевода денег из Киева в Тольятти и обратно.

Как известно, после вывода на проектную мощность Волжский автозавод выпускал в среднем один автомобиль каждые 22 с. Но в середине 1990-х годов объемы выпуска колебались, конвейер даже останавливался. Однако в последнее время положение начало меняться к лучшему: резко увеличилось число моделей, созданы новые производственные мощности и дочерние фирмы. В результате теперь за сутки в Тольятти выпускают в среднем 2569 автомобилей, т. е. один автомобиль даже менее чем за 22 с рабочего времени. При этом производство рентабельно: затраты на рубль произведенной продукции составляют 78 коп. Правда, за последний год затраты на материалы и комплектующие выросли в 2,5 раза. Тем не менее отпускную цену на автомобиль ВАЗ повысил лишь в 1,7 раза, а на некоторые модели розничные цены (в рублях) в последние месяцы даже удалось снизить.

В декабре 1999 г. сборочно-кузовное производство АО "АвтоВАЗ" успешно прошло аттестацию фирмы "ЮТАК" на соответствие стандартам ИСО-9000.

В Алма-Ате 4—7 апреля 2000 г. пройдет Пятая Казахская международная промышленная выставка "Казиндастри 2000". Среди разнообразных ее разделов предусмотрен раздел "Машины и механизмы для различных отраслей промышленности и сельского хозяйства", в котором будет отведено место и автомобильной технике. Организаторы — АО "Атакент" и международная выставочная компания "Атакент-Экспо".



УДК 629.114.4 (МАЗ)

Полноприводные автомобили МАЗ

А. П. РАКОМСИН, В. В. КОРСАКОВ, Ю. А. ГВОЗДЕВИЧ, Г. С. СОЧИВКО

ПО "БелавтоМАЗ"

С самого своего рождения Минский автозавод настойчиво работал над совершенствованием выпускаемой техники и созданием новых типов большегрузных автомобилей и прицепов. Он же был и среди первых в отрасли, кто разрабатывал и начинал производство полноприводных большегрузных автомобилей. Например, здесь уже с 1953 г. выпускают полноприводные (4 × 4) МАЗ-502 грузоподъемностью 6—8 т, широко используемые на транспортных работах в тяжелых дорожных условиях, в том числе в Вооруженных Силах СССР.

В 1990 г. МАЗ сделал новый шаг в этом деле, создав на базе МАЗ-6422 семейство многоцелевых армейских автомобилей высокой проходимости. В него сначала вошли полноприводные грузовой МАЗ-6317 (рис. 1) и седельный тягач МАЗ-6425 (рис. 2) — колесной формулы 6 × 6, а затем еще почти десять моделей (см. таблицу).

Оба автомобиля оборудованы турбонаддувным, с промежуточным охлаждением наддувочного воздуха, дизелем мощностью 312 кВт (425 л. с.) и синхронизированной девятиступенчатой коробкой передач, что обеспечивает им высокие тяговые характеристики и широкий диапазон скоростей движения. Раздаточная коробка с несимметричным дифференциалом, его управляемой блокировкой и сигнализацией включения, широкопрофильные шины размерности 1300 × 530-533 с рисунком протектора повышенной проходимости и системой централизованного управления давлением в них, ведущие мосты с разнесенной главной передачей и блокировкой межмостового и межколесного

дифференциалов, большой (до 355 мм) дорожный просвет, обеспечивающий возможность преодоления подъема до 30°, лебедка с тяговым усилием 12 т и буксировочный трос длиной до 60 м, высокая грузоподъемность как отдельного автомобиля, так и в составе автопоезда — все это делает эти АТС вполне отвечающими тем высоким требованиям, которые предъявляют к ним самые взыскательные заказчики.

Полноприводные автомобили имеют вместительную по объему и площади кабину, оборудованную двумя стационарными сиденьями, одним спальным местом (в варианте с четырьмя сиденьями — без спального места) и обладающую хорошей термо- и шумоизоляцией, эффективными вентиляцией и отоплением. Сиденья подрессоренные, могут регулироваться с учетом роста и массы водителя и пассажиров. Рулевое колесо регулируется по углу наклона и высоте. Расположение, форма органов управления и приборов удобны для пользования и отвечают нормам эргономики.

Платформа автомобиля, предназначенного для перевозки живой силы и техники, выполнена с учетом армейских требований, т. е. снабжена откидными сиденьями, расположенными вдоль боковых бортов, дугами и тентом с просмотровыми окнами и светомаскировкой. Внутренняя высота полученного таким образом объема — 2 м. Жизненное пространство платформы сохраняется даже при опрокидывании автомобиля.

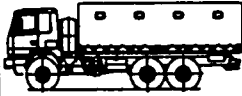



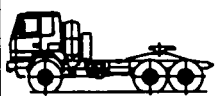


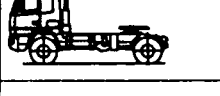



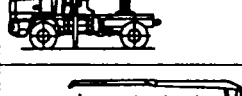
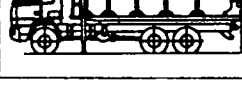
Полноприводные МАЗы прошли всесторонние испытания, в том числе в условиях Крайнего Севера, при температурах окружающего воздуха до 223 К (−50 °С),

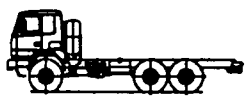
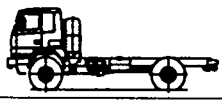




Рис. 1



Рис. 2

Общий вид автомобиля	Тип	Мо- дель	Ко- лес- ная фор- мула	Грузо- подъем- ность (нагруз- ка на седло или ко- ник), кг	Пол- ная мас- са ав- томо- би- ля, кг	Пол- ная мас- са ав- топо- езда, кг	Тип ка- би- ны	Мощ- ность двигате- ля, кВт (л. с.)	Мак- си- маль- ная ско- рость, км/ч	Тип оши- нов- ки	Размер- ность шин	Вид, исполне- ние грузоочно- го простран- ства, тип кузова
	Бор- товой	МАЗ- 6317	6 × 6	13500	27500	57500	Большая	309 (420)	85	Одно- скат- ная	1350 × 550—533 радиаль- ные	Платформа с металличе- ским или деревян- ным по- лом, метал- лическими от- кидными бор- тами и тентом
	То же	МАЗ- 531605	4 × 4	6150	16150	36150	То же	243 (330)	То же	То же	То же	То же
	"	МАЗ- 63171	6 × 6	16000	28700	48700	"	309 (420)	90	Двух- скат- ная	12.00—20 радиаль- ные	"
	"	МАЗ- 531605	4 × 4	9000	18200	38200	"	269 (360)	То же	То же	То же	"
	Се- дель- ный тягач	МАЗ- 6425	6 × 6	11500	24000	56000	"	309 (420)	85	Одно- скат- ная	1350 × 550—533 радиаль- ные	Седельно-сцеп- ное устройство
	То же	МАЗ- 531605	4 × 4	9000	17000	45000	"	То же	То же	То же	То же	То же
	"	МАЗ- 642515	6 × 6	17000	29000	71000	"	"	63	Двух- скат- ная	12.00—20 радиаль- ные	"
	"	МАЗ- 531605	4 × 4	10500	18500	5000	"	269 (360)	90	То же	То же	"
	Лесо- воз- ный тягач	МАЗ- 64255	6 × 6	14000	26770	42000	"	309 (420)	75	"	"	Лесовозное обо- рудование
	То же	МАЗ- 64255	6 × 6	15000	28500	50500	Большая, малая	То же	То же	"	"	Лесовозное обо- рудование с ма- нипулятором и аутригерами
	"	МАЗ- 5434	4 × 4	8000	18000	38000	Малая	184—309 (250— 420)	70	"	"	Лесовозное обо- рудование
	"	МАЗ- 5434	4 × 4	7000	18000	38000	То же	То же	То же	"	"	Лесовозное обо- рудование с ма- нипулятором и аутригерами
	Сор- ти- мен- товоз	МАЗ- 63171	6 × 6	15000	28500	48500	Большая	309 (420)	90	"	"	Сортаментовоз- ное оборудова- ние с манипуля- тором и аутриге- рами

Общий вид автомобиля	Тип	Модель	Колесная формула	Грузоподъемность (нагрузка на седло или колник), кг	Полная масса автомобиля, кг	Полная масса автопоезда, кг	Тип кабины	Мощность двигателя, кВт (л. с.)	Максимальная скорость, км/ч	Тип ошиновки	Размерность шин	Вид, исполнение грузочного пространства, тип кузова
	Шасси	MAZ-6317	6 × 6	15500	27500	57500	Большая, малая	309 (420)	85	Односкатная	1350 × 550—533 радиальные	—
	То же	MAZ-531605	4 × 4	9000	17500	37500	То же	269 (360)	То же	То же	То же	—
	"	MAZ-63171	6 × 6	17800	28700	48700	"	309 (420)	90	Двухскатная	12.00—20 радиальные	—
	"	MAZ-531605	4 × 4	11000	18200	38200	"	269 (360)	70	То же	То же	—

в жарко-пустынной местности с температурой 323 К (+50 °С) и выше, на высокогорье, с перевалами высот более 4500 м. И, само собой, в условиях бездорожья, с преодолением бродов и т. п. Проверена и возможность их применения в качестве аэродромного тягача-буксировщика самолетов массой до 100 т.

Испытания подтвердили высокий технический уровень данных АТС, а также полное соответствие тем эксплуатационным показателям, которые были записаны в требованиях заказчика. Более того, оказалось, что по своему техническому уровню они не только не уступают лучшим зарубежным аналогам, но и по таким показателям, как удельная мощность, проходимость, глубина преодолеваемого брода, их превосходят.

Кроме того, используя предложенный в свое время МАЗом принцип модульного построения АТС (вспомним МАЗ-2000 "Перестройка"), разработчики создали полноприводный автомобиль с колесной формулой 4 × 4, максимально унифицированный с автомобилями 6 × 6 и отличающийся особо высокими тактико-техническими характеристиками. Его применение, как показали исследования, позволяет резко повысить мобильность войсковых частей и подразделений.

Помимо полнокомплектных АТС МАЗ выпускает шасси с колесными формулами 6 × 6 и 4 × 4, на которые можно устанавливать кузова-фургоны, цистерны топливозаправщиков; монтировать различные системы и агрегаты, блоки понтонов и многие другие специализированные изделия массой до 11 т.

Для армейских условий очень важно и то, что новое семейство обладает высокой степенью унификации автомобилей не только между собой, но и с другими выпускаемыми серийно МАЗами: и здесь унификация находится на уровне 80—90 %.

Автомобили рассматриваемого семейства — не только армейского, но и многоцелевого назначения.

Поэтому их делают также в вариантах "лесовоз", "сортиментовоз" и т. д. (см. таблицу). Однако независимо от особенностей исполнения по назначению и дорожным условиям эксплуатации их можно разделить на две группы: в первую входят автомобили с широкопрофильными повышенной проходимости шинами и системой централизованного управления давлением в них, во вторую — с двухскатной ошиновкой на стандартных шинах размерности 12.00—20.

Наиболее типичный, освоенный в производстве представитель первой группы — бортовой полноприводный автомобиль МАЗ-63172 колесной формулы 6 × 6 — выпускается на шинах 1350 × 550—533, имеет систему централизованного регулирования давления в них. Есть его вариант с бортовой платформой коммерческого типа, оборудованной откидными бортами и тентом. Он предназначен для транспортировки различных грузов в тяжелых дорожных условиях. Сюда же входят шасси МАЗ-6317 и МАЗ-63171 (6 × 6), на ко-



Рис. 3

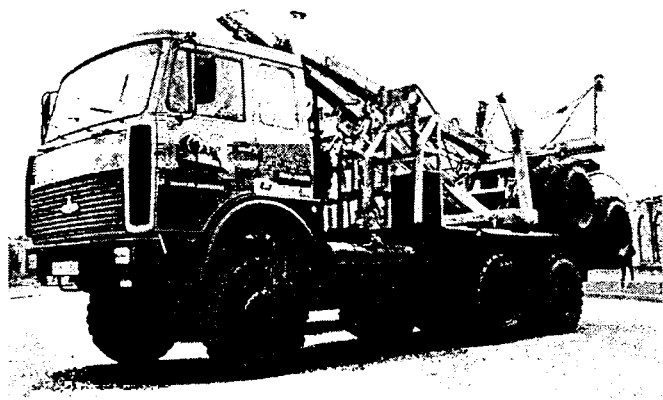


Рис. 4



Рис. 5

торые можно устанавливать различные оборудование и надстройки.

Несколько модификаций полноприводных автомобилей выпускаются на радиальных шинах 12.00R20. Это седельный тягач MAZ-642515 (6 × 6) с двухскатной ошиновкой колес, работающий в составе автопоезда полной массой 70 т и грузоподъемностью 42 т (перевозка различной дорожно-строительной техники и других тяжелых грузов); бортовой MAZ-63171 (6 × 6) с платформой коммерческого типа (длина 7 м, тент), имеющей объем внутреннего пространства 42 м³ (полная масса автопоезда — до 45 т); автомобиль-самосвал (рис. 3) MAZ-55165 (6 × 6) грузоподъемностью 15 т, оборудованный платформой ковшового типа объемом 10,5 м³; лесовозный тягач (рис. 4) MAZ-64255 (6 × 6) с двигателем мощностью 243 кВт (330 л. с.) для автопоезда грузоподъемностью до 25 т; те же шасси MAZ-6317 и MAZ-63171.

Многоцелевые автомобили легко приспособиваются к армейским требованиям. Например, испытания MAZ-6317, MAZ-5316 (рис. 5) и их шасси доказали, что на них удобно монтировать такие специализированные изделия, как кузова-фургоны, цистерны топливозаправщиков, понтоны и др., а на MAZ-6317, кроме того, — артиллерийскую установку "Град" с ее

боекомплектом, что исключает необходимость в дополнительном транспортном автомобиле.

Высокий технический уровень полноприводных автомобилей MAZ, правильность выбора их технических и эксплуатационных параметров демонстрируют не только их эксплуатация, но и различные виды пробегов. Например, на международных зимних соревнованиях по трак-триалу в феврале 1999 г. на испытательном полигоне Министерства обороны России (г. Бронницы) участвующие в них два автомобиля MAZ-6317 заняли первое и второе места в классе АТС колесной формулы 6 × 6, оставив позади девять конкурентов. Летом того же года MAZ-6317 впервые участвовал в европейском кубке по трак-триалу, этапы которого прошли в Австрии, Германии, Испании и Франции, и показал лучшие среди автомобилей из стран СНГ и Восточной Европы результаты. Осенью экипажи автомобилей MAZ-6317 заняли первое и второе места на так называемом открытом кубке Белоруссии — соревнованиях, проходивших в карьере олимпийского лагеря "Стайки" (г. Минск).

Безусловным показателем совершенства полноприводных автомобилей MAZ является также рост их производства и сбыта. Так, в 1999 г. производство и сбыт колесных формул 6 × 6 и 4 × 4 значительно превысили показатели 1998 г.

УДК 629.621.3.038.615

ЭСАУ для силовых агрегатов ЯМЗ

В. В. КОНДАКОВ, д-р техн. наук М. А. ГРИГОРЬЕВ,
В. Т. ЖЕЛТЯКОВ, Ю. Г. СУББОТИН

ЯМЗ

Силовые агрегаты ЯМЗ, по российским меркам, — машины надежные, с высокими эксплуатационными показателями. Тем не менее завод продолжает их совершенствовать. Один из путей такого совершенствования — внедрение электронных систем управления. Причем сейчас здесь явно выделились два направления работы — создание и внедрение электронного корректора топливоподачи в дизель, с одной стороны,

с другой — микропроцессорных систем, обеспечивающих оптимальные, с точки зрения расхода топлива и динамики, характеристики совместной работы системы "дизель — коробка передач".

Рассмотрим эти направления.

Известно, что применяемая на серийных дизелях ЯМЗ топливотопорегулирующая аппаратура имеет, в общем, довольно ограниченные возможности по формированию базовой внешней характеристики топливоподачи, ее коррекции в зависимости от параметров поступающих в них воздуха и топлива, а также состояния окружающей среды (температура, высота над уровнем моря и т. д.). Например, пусковая подача топлива рассчитана так, чтобы обеспечить пуск дизеля при отрицательных температурах окружающей среды,

поэтому она примерно в 2 раза больше необходимой для пуска при температурах положительных и на рабочих режимах. Такая передозировка ничего хорошего дизелю, разумеется, не дает, а иногда просто опасна. Например, если рейку ТНВД заклинит (грязь) или приморозит в пусковом положении, то при пуске регулятор и скоба останова могут и не переместить ее в рабочее положение. В результате двигатель чуть ли не мгновенно, за время, меньшее времени реакции водителя, идет "вразнос".

Попытки решить проблему традиционными (механическими) средствами серьезно усложняли и, следовательно, существенно снижали надежность топливной аппаратуры. Когда появилась возможность реализовать ее с помощью электронных устройств, конструкторы ЯМЗ приступили к разработке электронного корректора. Причем, поскольку российская эксплуатация еще не готова к работе с полностью электронными системами управления ДВС (нет подготовленных специалистов, средств диагностики и т. д.), новый прибор должен был, по замыслу, стать не только средством защиты дизелей ЯМЗ от "разноса" при пуске, но и школой привыкания эксплуатационников к работе с электроникой, инструментом для приобретения ими соответствующих опыта и навыков.

Принцип действия созданного прибора довольно прост. Корректор — своеобразный "гибкий" электри-

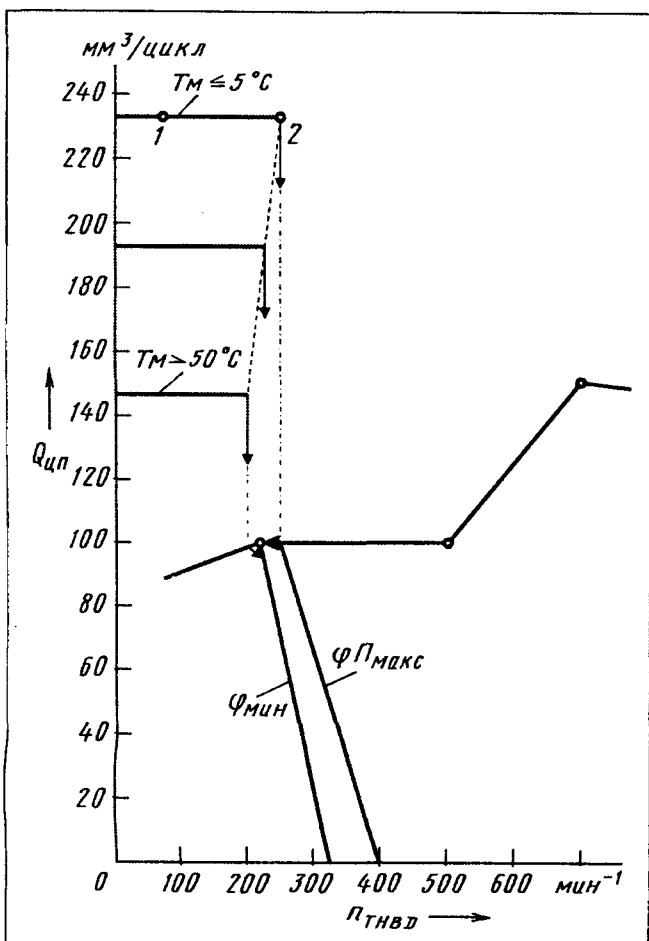


Рис. 1. Зависимость пусковой цикловой подачи топлива ($Q_{цп}$) от температуры масла (T_m)

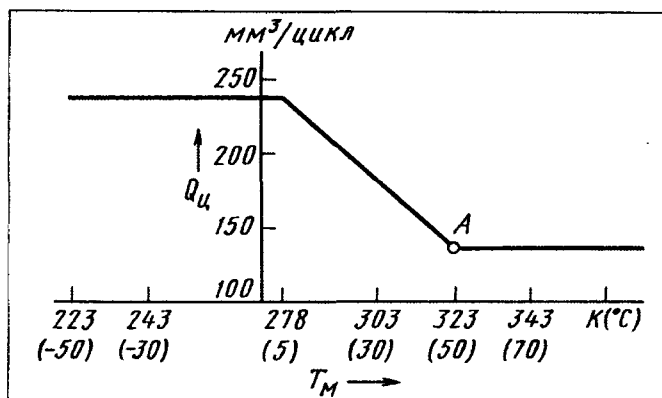


Рис. 2. Зависимость цикловой подачи ($Q_{ц}$) от температуры масла (T_m)

ческий упор рейки ТНВД, перемещением которого изменяется ее пусковое положение. Упор состоит из электромагнитного преобразователя сигнала управления, поступающего от программного блока, датчика обратной связи по положению рейки и механического исполнительного устройства, связывающего вал преобразователя с рейкой. Он корректирует положение рейки только в зонах пусковой и номинальной топливоподачи, не мешая работе серийного механического центробежного регулятора частоты вращения коленчатого вала дизеля. То есть упор перемещается в соответствии с заданной программой. Значит, меняя последнюю, для дизеля можно сформировать базовую внешнюю характеристику любой конфигурации.

На ЯМЗ создали даже не один, а два электронных корректора, которые отличаются электромагнитным преобразователем: у первого он — поворотный типа ЭРУС-5 (выпускается Саратовским заводом "Дизельавтоматика"), у второго — линейный типа ДЛЭМ (его выпускает рыбинский "Газомотор"). И тот и другой крепятся на ТНВД. Причем для установки второго никаких доработок выполнять не нужно: его ставят на место серийного пневмокорректора и подсоединяют к механическому приводу последнего.

Кроме того, у линейного преобразователя есть еще одно преимущество: у него больше диапазон точного позиционирования рейки по ее перемещению. А это уже интересно и с точки зрения регулирования величины запальной дозы дизельного топлива на газодизелях.

К сожалению, у линейного преобразователя есть недостаток: конструкторам пока не удалось добиться, чтобы надежность его подшипникового узла была не хуже, чем у поворотного преобразователя. Но это, повторяем, пока.

В программу электронного блока рассматриваемого корректора заложены две зависимости — изменения величины пусковой ($Q_{цп}$) подачи топлива от температуры T_m масла (рис. 1 и 2); коррекции базовой внешней характеристики топливоподачи от температуры T_t топлива, давления P_k наддува и атмосферного давления P_a (рис. 3).

Рис. 1, очевидно, в особых комментариях не нуждается: ясно, что чем меньше температура масла, тем

большую подачу топлива обеспечивает корректор. По рис. 2 отметим, что точка *A* на нем — это номинальная цикловая подача. Программой предусмотрено, что положение данной точки может меняться в диапазоне 120–150 мм³/цикл.

Из рис. 3 видно следующее.

При изменении температуры топлива по отношению к стандартной (ей соответствует точка *A* внешней характеристики топливоподачи на рис. 3) цикловая подача топлива меняется довольно значительно — на 21 мм³/цикл. Существенно зависит она и от наддува (кривая 1 — двигатель ЯМЗ-236Б; кривая 2 — ЯМЗ-238Б с $P_k = 0,06$ МПа, или 0,6 кгс/см²; кривая 3 — двигатель с $P_k = 0,035$ МПа, или 0,35 кгс/см²; кривая 4 — двигатель с $P_k = 0,02$ МПа, или 0,2 кгс/см²), а также высоты над уровнем моря (кривая 5 — на уровне моря, кривая 6 — на высоте, соответствующей давлению 0,64 нормального).

В качестве датчиков входных сигналов корректора используются: индуктивный датчик 14.3847 или ЭРУС 408 113.000 СБ частоты вращения коленчатого вала; датчик ДДИ-1 давления наддува; датчик ДАД-100 атмосферного давления; датчик температуры топлива ТДЧА американской фирмы "Хоневел"; датчик 19.3828 температуры масла.

В настоящее время варианты электронного корректора с поворотным и линейным преобразователями проходят стендовые испытания.

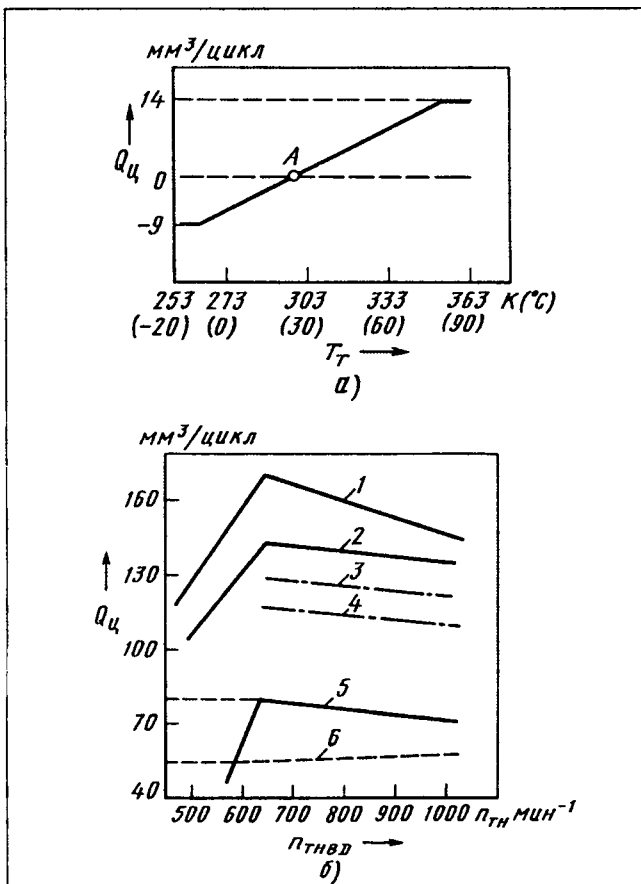


Рис. 3. Коррекция базовой внешней характеристики топливоподачи по температуре топлива (T_f), давлению наддува и атмосферному давлению

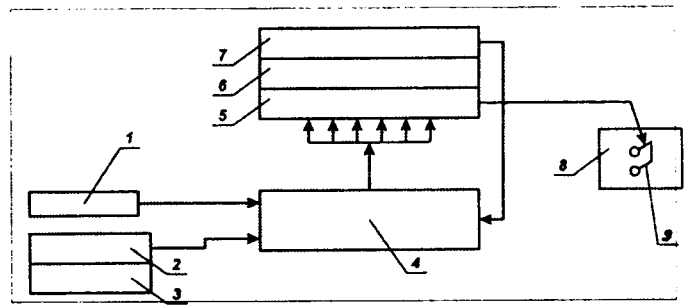


Рис. 4. Структурная схема системы оптимального управления силовым агрегатом

Второе из названных выше двух направлений применения электроники в силовых агрегатах ЯМЗ — электропневматическое управление сцеплением и переключением передач многоступенчатых механических коробок передач. Оно тоже реализуется (совместно с НАМИ) в двух вариантах — в системах релейного типа с микропереключателями типа МП, используемыми в качестве датчиков положения передач, и на основе бесконтактных электронных реле. Причем последний (рис. 4) предпочтительнее, поскольку бесконтактные датчики положения обеспечивают практически неограниченный срок службы системы (нечему изнашиваться) и не требуют ухода в эксплуатации.

Эти системы — микропроцессорные, предназначенные для управления силовым агрегатом ЯМЗ-236А, устанавливаемого на автобусах в комплектации с пятиступенчатой коробкой передач. (Автобусная модель двигателя выбрана, разумеется, неслучайно: с водителя снимается задача выбора и переключения передач, что в условиях интенсивного городского движения очень важно — он меньше утомляется, кроме того, имеет возможность больше внимания уделять пассажирам и дороге.)

В системы входят индукционный датчик 11.3843 частоты вращения выходного вала коробки передач и микропроцессорный блок управления, состоящий из двух плат — управления и исполнения. Первая из них принимает и обрабатывает поступающую от двигателя информацию, реализует программные требования управления и индицирует номера включенных передач. Вторая — силовые транзисторные ключи, непосредственно управляющие электропневмоклапанами, расположенными на коробке передач, схема генераторной коррекции порогов переключения, служащая для оперативного изменения режимов включения передач, и блок питания, вырабатывающий напряжение +5 В.

Кроме того, системы имеют исполнительный механизм — два пневмоцилиндра, которые выбирают и включают передачи, а также электропневмоклапаны, задачи которых — включать и выключать сцепление и подачу топлива, выбирать и включать передачи.

Чтобы принять определенное решение, любая из систем собирает информацию о реальном состоянии исполнительного механизма, т. е. о включенной передаче. Делают это концевые выключатели, расположенные на корпусе исполнительного механизма.

Есть в системах и пневмоцилиндр (устанавливается на скобе останова регулятора), который по сигналу

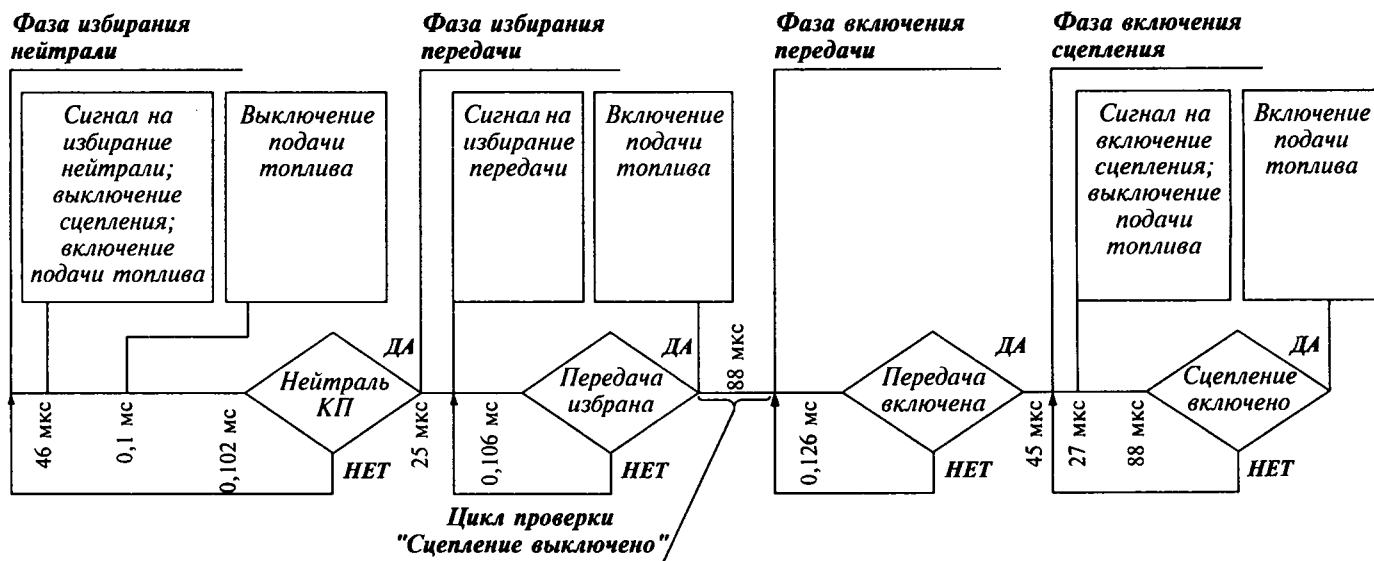


Рис. 5. Длительность фаз сервисных функций при переходе на повышенную передачу

блока управления кратковременно выключает подачу топлива в процессе переключения передач, а также кодоформирователь, позволяющий водителю выбирать режимы движения автомобиля (экономичный или форсированный).

Система, решая проблему экономии топлива, удерживает дизель в узком (экономичном) диапазоне частот вращения коленчатого вала ($1200\text{--}1700\text{ мин}^{-1}$); решая проблемы улучшения динамики движения автомобиля, переводит двигатель в форсированный режим ($1700\text{--}2000\text{ мин}^{-1}$). Для этого она автоматически переключает передачи в момент, когда частота вращения коленчатого вала находится у верхней или нижней границы заданного диапазона частот. Другими словами, система автоматически выполняет функции опытного водителя.

Работает она следующим образом.

Параметр, по которому выбирается номер передачи, — частота вращения выходного вала коробки передач (с учетом передаточных отношений — частота вращения коленчатого вала двигателя). Чтобы "узнать" ее, система опрашивает концевые выключатели исполнительного механизма и обрабатывает эти данные.

Одновременно кодоформирователь выдает процессору информацию о том, в каком диапазоне необходимо удерживать частоту вращения коленчатого вала двигателя (как сказано выше, в экономичном — $1200\text{--}1700\text{ мин}^{-1}$, в форсированном — $1700\text{--}2000\text{ мин}^{-1}$). Имея такую информацию, процессор определяет номер передачи, на которую надо переключаться, и заносит ее в свой внутренний регистр. Затем программа формирует код — команду, которая и поступает на электропневмоклапаны.

В процессе избирания и включения передач система, по заложенной в ней программе и алгоритму, управляет такими "сервисными" функциями, как выключение — включение сцепления и подача топлива, освобождая от их выполнения водителя. Как это делается при включении повышенной передачи, показано на рис. 5.

Система может работать не только в режиме "Автомат", но и "Дистанционное управление". В этом случае водитель назначает номер передачи сам, а система включает заданную им на контроллере передачу и показывает на блоке индикации оптимальную, которую процессор рассчитывает и "советует" водителю включить. То есть и здесь система работает параллельно с водителем.

УДК 629.113.65

НОВАЯ КОНЦЕПЦИЯ ЭЛЕКТРОМОБИЛЯ

Д-р техн. наук Н. В. ГУЛИА, С. А. ЮРКОВ

МГИУ, ЗИЛ

Электромобиль — транспортное средство, ведущие колеса которого приводятся от электромотора, питаемого от электробатарей, появился впервые в 1838 г. в Англии. То есть он существенно старше автомобиля с ДВС, однако так и не стал ему серьезным конкурентом. Причин тому несколько.

Во-первых, электромобиль, вопреки бытующему мнению, не так уж и экономичен: химическая энергия топлива, сжигаемого на электростанциях, используется для движения этого транспортного средства всего лишь на 15 % и даже меньше. Потому что она теряется в линиях электропередачи, трансформаторах, преобразователях, зарядных устройствах для аккумуляторов и самих аккумуляторах, электромашинах (как в тяговом, так и генераторном режимах), а также в тормозах. (Для сравнения: дизель на оптимальном режиме преобразует в механическую энергию ~40 % химической энергии топлива.) Поэтому при массовом выпуске электромобилей может оказаться, что им просто не

хватит электроэнергии, вырабатываемой электростанциями мира. Ведь уже сейчас установочная суммарная мощность автомобильных двигателей намного превышает мощность всех электростанций.

Во-вторых, питание электромобилей от так называемых первичных источников электроэнергии, т. е. вырабатывающих энергию непосредственно из топлива, снимая эту проблему (например, КПД топливных элементов достигает 50 %), порождает новые. В частности, электромобиль с топливными элементами приходится рассчитывать на максимальные мощность, крутящий момент и частоту вращения валов тяговых электродвигателей. Отсюда — большая собственная масса последних. Кроме того, топливные элементы имеют специфические недостатки: при них невозможна рекуперация энергии торможения (они — не аккумуляторы); их удельная мощность низка — при удельной энергии ~400–600 Вт·ч/кг и экономичном разряде она не превышает 60 Вт/кг. Значит, чтобы получить электромобиль-эквивалент автомобилю ГАЗ-2410 (мощность двигателя — 74 кВт, или 100 л. с.) либо автобусу (мощность 200 кВт, или 270 л. с.), масса топливных элементов должна составить соответственно 1200 и 3330 кг. Если к этому прибавить массу тяговых электродвигателей (150 и 400 кг), то для силового привода потребуется специальный прицеп.

В последние годы делаются попытки снизить собственную массу топливных элементов за счет емкостных промежуточных накопителей энергии. Однако у лучших емкостных накопителей, по своей стоимости применимых для автомобилей и автобусов, удельные энергетические показатели не превышают 0,55 Вт·ч/кг, или 0,8 Вт·ч/л. То есть чтобы накопить всего лишь 2 кВт·ч энергии (такой запас рекомендуют специалисты как для электромобилей, так и для автобусов), потребуется ~3000 кг, или 2,5 м³, конденсаторов, что нереально. Несколько лучшие удельные энергетические показатели имеют "гибриды" конденсаторов и электроаккумуляторов. Но они весьма неэффективно воспринимают рекуперацию энергии торможения, что исключает их использование.

Намного эффективнее накопитель-супермаховик. Например, эксперименты, выполненные в США, показали: удельная энергия супермаховиков из кевлара и графита достигает 200 Вт·ч/кг, следовательно, для накопления тех же 2 кВт·ч потребуется супермаховик массой не более 10 кг. Однако и здесь нужна электромашина для привода маховика, причем рассчитанная на максимальную мощность, т. е. достаточно тяжелая. К тому же она, как и тяговый двигатель, должна быть обратной, т. е. способной работать в режимах мотора и генератора, что дополнительно усложняет привод.

Еще более интересна схема гибридного силового агрегата с маховичным накопителем и электромеханическим приводом, предложенная фирмой БМВ: в ней предусмотрена только одна электромашина, что с точки зрения массы приближает ее к обычным схемам.

В этой схеме (рис. 1) источник тока 1 через преобразователи и систему управления 2 связан с обратной электромашиной 3, рассчитанной на максимальную мощность электромобилей. Электромашина через диф-

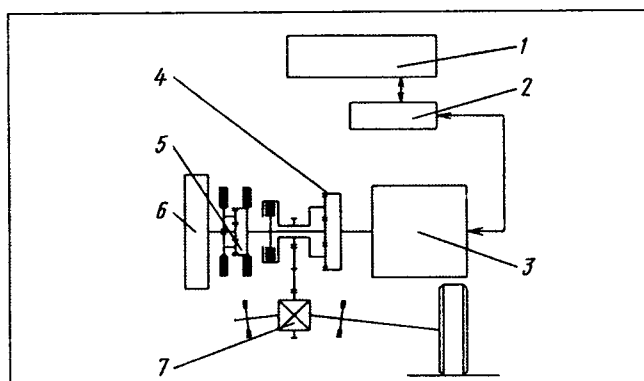


Рис. 1. Схема гибридного силового агрегата фирмы БМВ:

1 — источник тока; 2 — система управления силовым агрегатом; 3 — обратимая электромашина; 4 — дифференциальный механизм; 5 — мультипликатор; 6 — маховик-накопитель энергии; 7 — главная передача

ференциальный механизм 4 с мультипликатором 5 соединена с маховиком 6 накопителя и главной передачей 7. В результате масса источника тока 1 (например, топливного элемента) может быть выбрана исходя из удельной энергии, а не удельной мощности, что снижает ее для электромобилей и автобусов с пробегом соответственно 400 и 600 км до 100–150 и 700–1000 кг. А это уже вполне приемлемо.

Тем не менее и в данном случае, как и у большинства схем с электроприводом, остается тяжелый и сложный привод с обратимым электродвигателем и преобразователями тока, неэкономичный при работе на малых мощностях, характерных для разгона (зарядки) маховичного накопителя. Кроме того, в схеме помимо главной передачи присутствует сложный по конструкции и управлению дифференциальный механизм с мультипликатором и тремя системами фрикционного управления (муфтами и тормозами), что усложняет и удорожает привод.

Таким образом, электромобиль, даже с учетом все новых и новых предложений по его совершенствованию, по-прежнему не выдерживает соревнования с обычным автомобилем. В том числе с позиций экологии: электростанции ведь тоже "копят".

Выход, на наш взгляд, в максимальном приближении, вплоть до унификации устройства электро- и автомобиля.

Такой подход позволяет максимально упростить и уменьшить массу силового агрегата нового транспортного средства, увеличить его КПД и эффективность рекуперации энергии, а также сделать возможным использование существующих шасси автомобилей и автобусов для установки электросиловых агрегатов.

Последнее обстоятельство должно значительно удешевить машины, в максимальной степени унифицировать их производство с возможностью оперативно менять соотношение модификаций в выпуске. Кроме того, по желанию заказчика, транспортное средство может быть оснащено источником как механической энергии (обычным или гибридным тепловым двигателем), так и электрической (топливные элементы с су-

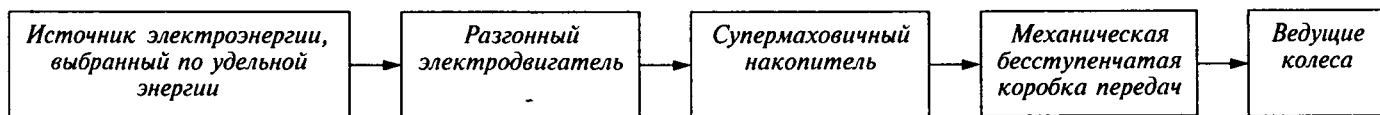


Рис. 2. Схема электроавтомобиля новой концепции

пермаховиком), причем без переделки двигательного отсека. К тому же сама трансмиссия может быть рассчитана не только на ступенчатую, но и бесступенчатую коробку передач. Скажем, на коробку, которую разрабатывает МГИУ совместно с АМО "ЗИЛ" на основе нового планетарного дискового вариатора. Дело в том, что этот вариатор рассчитан на передачу очень больших крутящих моментов низкооборотных двигателей автобусов, следовательно, его можно применить и на мощных электробусах.

Схема электроавтомобиля, отвечающего данной концепции, приведена на рис. 2. Ее принципиальное отличие от других гибридных схем состоит в том, что мощность от источника электроэнергии отбирается необратимой электромашинной — специализированным разгонным электродвигателем малой мощности, соответствующей эффективной удельной мощности источника электроэнергии. (Для упомянутых выше легкового электроавтомобиля и электробуса это соответствует 12 и 20 кВт.) Благодаря высокой (до 35 тыс. мин⁻¹ для легкового электроавтомобиля и до 25 тыс. мин⁻¹ для электробуса) частоте вращения вала такого двигателя привод супермаховиков будет без мультипликатора, а масса не превысит соответственно 15 и 30 кг.

Источник энергии и разгонный электродвигатель могут быть объединены в один энергетический блок, по массе и габаритным размерам близкий к обычному ДВС с его системами. Топливный бак и система питания, в принципе, могут быть сохранены и дополнены конвертером для выработки водорода из топлива. Следовательно, сохраняется обычная инфраструктура заправки транспортных средств топливом. Таким образом, в энергетическом блоке химическая энергия топлива преобразуется в механическую в виде вращения вала электромотора, т. е. так же, как и у теплового двигателя, а функцию сцепления выполняет выключатель, подключающий электромотор к источнику энергии.

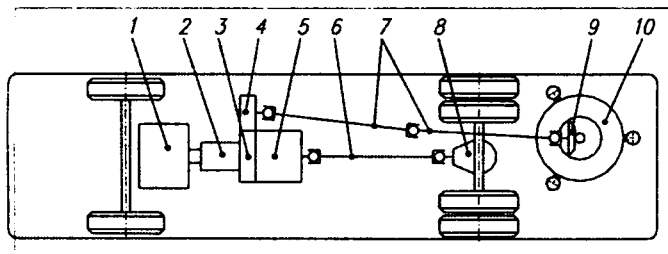


Рис. 3. Схема городского электробуса новой концепции:

1 — источник тока, выбираемый по удельной энергии; 2 — необратимый (разгонный) электродвигатель; 3 — механизм реверса; 4 — коробка отбора мощности; 5 — планетарный дисковый вариатор; 6 и 7 — карданные передачи; 8 — главная передача; 9 — коническая зубчатая передача; 10 — супермаховик-накопитель энергии

Как видим, рассматриваемая концепция предполагает, что новое унифицированное транспортное средство представляет собой обычный автомобиль, на который по желанию заказчика может быть установлен любой преобразователь химической энергии топлива в механическую — тепловой двигатель или новый энергетический блок.

Каковы его преимущества? Это несравнимо более высокая, чем у автомобиля, эффективность использования топлива и экологическая безопасность. Так, у автомобиля средний КПД преобразования химической энергии в механическую составляет 10—15 % (не путать с КПД на оптимальном режиме, который у бензиновых двигателей близок к 30 %, у дизелей — к 40), тогда как у топливных элементов с конвертером — 50 %, у кислородно-водородных топливных элементов — 70. Во-вторых, у топливных элементов практически нет вредных выбросов, что выгодно отличает их от аккумуляторных электроавтомобилей, у которых, как сказано выше, вредные выбросы связаны не с самой машиной, а с электростанциями.

Предлагаемая схема выгоднее также, чем схема БМВ. При ней меньше габаритно-массовые показатели и выше КПД электромашин, так как последняя — не универсальная обратимая, а узко специализированная, разгонная, нагруженная практически постоянной мощностью, почти на порядок меньшей максимальной и при высоких частотах вращения. Здесь нет и сложного дифференциального механизма с тремя фрикционными муфтами или тормозами, переключающими режимы. Процесс регулирования частот вращения и моментов от супермаховика до ведущих колес осуществляется не электроприводом, а механическим вариатором, имеющим высокий КПД. Наконец, почти традиционная автомобильная схема и соизмеримые с существующими двигателями габаритно-массовые показатели нового энергетического блока позволяют легко заменять один вид источника энергии на другой, получая при этом как автомобиль (с обычной или гибридной схемой двигателя), так и гибридный экономичный и динамичный электроавтомобиль новой концепции.

На рис. 3 в качестве примера реализации рассматриваемой концепции приведена схема городского электробуса. Из него видно, что блок супермаховичного накопителя 10, снабженный своим редуктором 9, расположен независимо от остальных агрегатов и мягко подвешен на раме для уменьшения и без того небольших гигроскопических усилий при горизонтальном расположении супермаховика. С помощью коробки отбора мощности 4 и карданных передач 7 этот блок может связываться с вариатором 5 как независимо, так и совместно с электродвигателем 2. Причем электродвигатель можно соединять с вариатором 5 и

помимо супермаховика — с тем, чтобы он играл роль полноценного тягового двигателя (в основном, на стационарных режимах движения). Несмотря на то что электродвигатель 2 в этом случае несколько увеличивается по мощности и массе, энергоёмкость супермаховичного накопителя может быть существенно, реально до 0,5 кВт·ч, снижена. Это позволяет изготовлять супермаховик из такого стабильного и сравнительно дешевого материала, как стальная углеродистая

проволока. Выход из строя (разрыв) супермаховика настолько безопасен, что тяжелый защитный кожух, значительно превышающий по массе сам маховик и необходимый при маховике из углепластиков, не требуется. Вариатор дает возможность тяговому электродвигателю работать в эффективном диапазоне крутящих моментов и частот вращения, передавая только часть мощности, необходимой для движения электробуса, что благоприятно сказывается на его работе.

УДК 629.621.643.43

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ КОМПЕНСАТОРЫ ДЛЯ СИСТЕМ ВЫПУСКА

А. М. БРЮХАНОВ, Н. П. ДУБАСОВ, В. К. ИТБАЕВ,
С. В. ПЕРЛОВ, И. Л. ТАРХОВ

Уфимский ГАТУ

Поперечные и продольные смещения, а также перекосы, связанные с неточностью изготовления и монтажа элементов выпускных трубопроводов ДВС, обычно устраняют с помощью так называемых компенсаторов. Благодаря им снижаются нагрузки, действующие на выпускной трубопровод и его элементы, уровни вибраций и шума в салоне автомобиля (кабине), возрастает долговечность трубопроводов.

Конструкций компенсаторов существует великое множество — практически каждая автомобилестроительная фирма делает свою. Но если их проанализировать, то оказывается, что конструктивных схем не так уж и много, всего три. Это компенсаторы скользящего типа (рис. 1), в которых перемещения обеспечи-

ваются за счет того, что один элемент проскальзывает относительно другого; сильфонные (рис. 2), работающие по принципу деформации элементов тонкостенной гофрированной осесимметричной оболочки; комбинированные, совмещающие в себе то и другое.

Как видно из рис. 1, элементы конструкции компенсаторов первой схемы могут сопрягаться либо по цилиндрической, либо по сферической поверхностям (соответственно компенсатор перемещений и угловой компенсатор). Они просты в изготовлении и дешевы, поэтому и получили наибольшее распространение, несмотря на хорошо известные их недостатки (ограниченность видов перемещений, быстрое изнашивание трущихся поверхностей, высокая вероятность закоксовывания и потери подвижности в сопряжениях, отсутствие полной герметичности и т. п.).

В сильфонных компенсаторах, как видно из рис. 2, основным несущим элементом служит сильфон с кольцевыми либо винтовыми гофрами. Он обеспечивает высокую герметичность соединений, хорошо демпфирует вибрационные нагрузки, позволяет компенсировать любой вид перемещений трубопровода. Однако его долговечность оставляет желать лучшего,

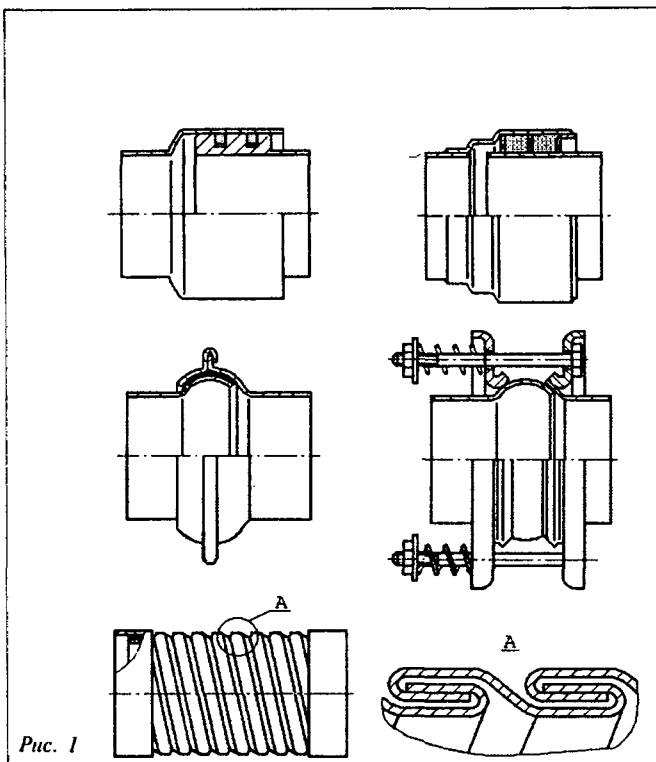


Рис. 1

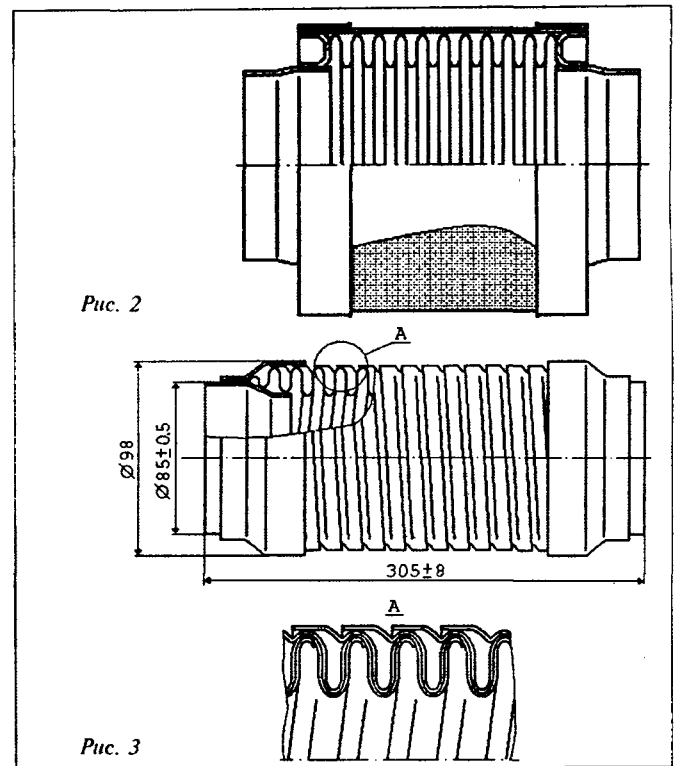


Рис. 2

Рис. 3

поскольку зависит от амплитуды и количества эксплуатационных перемещений трубопроводов. Поэтому и появилась третья схема. Например, такая, которую применили на автомобилях КамАЗ: при ней скручивающиеся перемещения компенсируются за счет взаимного проскальзывания слоев многослойного гофрированного металло рукава (рис. 3), а все остальные перемещения — за счет гибкости гофров.

В последнее десятилетие в основе большинства новых, в том числе и отечественных, разработок компенсирующих устройств лежит разумный компромисс между компенсирующей способностью и долговечностью, для чего в конструкцию вводятся демпфирующие элементы, в основном из металлорезины, выдерживающей высокотемпературные условия работы.

Как показали исследования, главный фактор, разрушающий систему выпуска современных высокооборотных автомобильных двигателей, — вибронгрузка: на выпускном коллекторе виброускорение может достигать $\sim 50g$, что приводит к повышенным напряжениям в деталях системы выпуска и разрушениям в местах присоединения дополнительных масс (например, в сварных соединениях трубопровода с глушителями и каталитическими нейтрализаторами). Кроме того, содержимое нейтрализаторов (особенно керамических) может быть разрушено колебаниями, передаваемыми от двигателя.

Использование новых разработок, компенсирующих устройств с демпфирующими элементами, позволяет снизить виброперегрузку до уровня менее $20g$, что вполне допустимо для систем выпуска с нейтрализаторами.

Наиболее простые компенсаторы — с демпфирующими вкладышами 1 во впадинах гофров (рис. 4, а).

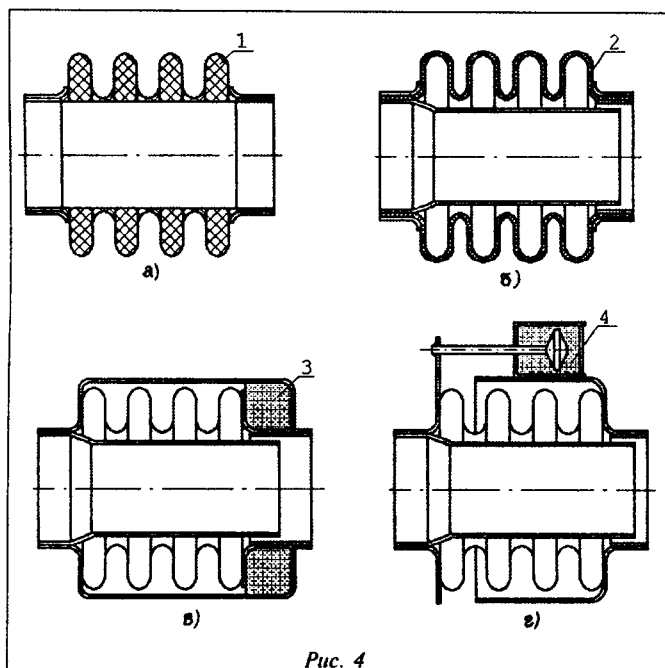


Рис. 4

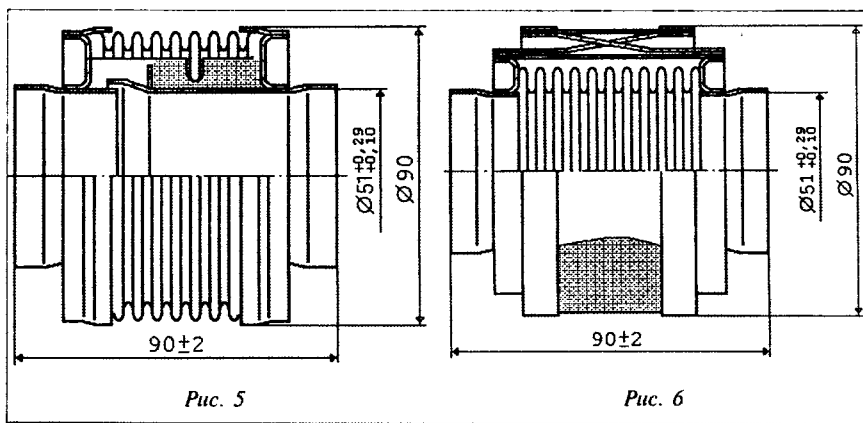


Рис. 5

Рис. 6

Деформации стенок гофров здесь передаются на демпфирующий элемент, который и поглощает часть энергии колебаний. Применяются такие компенсаторы там, где нагрузки относительно малы, а минимальные габаритные размеры, которыми обладает компенсатор данного типа, играют существенную роль. Но они не годятся там, где амплитуды колебаний велики, так как у них невысокая, лишь на 40—60 % бóльшая, чем у сильфонов, степень демпфирования. Кроме того, в процессе деформации гофров в них возникает неблагоприятное распределение напряжений.

Конструктивная особенность компенсатора, показанного на рис. 4, б, состоит в том, что в качестве гибкого элемента используется многослойный сильфон с вибропоглощающими покрытиями 2 между слоями. Это позволяет, подбирая сочетание слоев оболочки, обеспечить максимальное демпфирование энергии колебаний. Однако компенсатор очень трудоемок в изготовлении и, следовательно, дорог. Кроме того, у него ограничены пределы регулирования характеристик упругости.

На рис. 4, в — схема с соосным относительно сильфона расположением демпфера 3, выполненного в виде колец.

Принцип работы такого компенсатора очень простой: энергия деформации, передаваемая на сильфон, рассеивается при помощи демпфирующего материала, который принимает на себя основную статическую и динамическую нагрузку. Еще одно достоинство данной схемы — возможность широкого варьирования упругодемпфирующих характеристик, а также сравнительно небольшие габаритные размеры и масса.

Компенсаторы, выполненные по схеме, приведенной на рис. 4, г, имеют демпферы 4 в виде отдельных вынесенных элементов. Их число и расположение зависят от упругодемпфирующих характеристик, которые хотят получить от компенсатора. Один из вариантов этой схемы (рис. 5) применен на новых автомобилях ВАЗ (пат. № 2005895, РФ).

В последних отечественных разработках (пат. № 2064117 и 2068147, РФ) в качестве демпфирующего элемента использована металлическая оплетка, демпфирующие свойства которой, в отличие от металлорезины, проявляются только при растяжении.

Конструкция такого компенсатора показана на рис. 6. В нее входят две концентрично расположенные оплетки, податливость которых и обеспечивает демпфиро-

вание колебаний соединяемых трубопроводов во всех направлениях. (Этот компенсатор установлен на опытных образцах автомобиля ВАЗ-2123.)

Каждая из рассмотренных выше схем компенсаторов имеет свои достоинства и недостатки. Поэтому на практике их выбирают в зависимости от многих условий — расположения двигателя, диапазона частот вращения коленчатого вала, максимальных температуры

и скорости отработавших газов и т. д. Тем более что выбирать есть из чего: их разработчиков и производителей в мире, повторяем, много. В том числе специализированных. Например, в Германии это фирмы "Витценманн", "IWK Реглер и Компенсаторен", в США — "Форд Мотор" и "Флексоникс", в России — "Гидравлика" и "Гибкие трубопроводы", во Франции — "Рено" и "Тубест".



В НИИ, КБ и на заводах

Конструкторы Ульяновского автозавода разработали новый дорожный автомобиль повышенной проходимости — УАЗ-3165, который должен прийти на смену выпускавшимся в течение нескольких десятков лет автомобилям вагонной компоновки УАЗ-452. Он — полувагонного типа, с увеличенной, по сравнению с предшественником, на 700 мм базой и несколько (на 230 мм) большей базой. Двигатель — бензиновый, типа ЗМЗ-409, коробка передач и раздаточная коробка — от автомобиля УАЗ-3160. Его грузоподъемность — 850 кг.

В дальнейшем предполагается выпускать несколько модификаций УАЗ-3165, в том числе задне- и переднеприводную; с раздаточной коробкой, оборудованной межосевым дифференциалом; независимой подвеской передних колес и т. д.

ГолАЗ изготовил первый образец собственного автобуса — ГолАЗ-4242 капотной компоновки, чем в какой-то мере напоминает традиционные КАвЗы, но рассчитан на перевозку 60 пассажиров, в том числе 26 — на сиденьях. Двигатель — шестицилиндровый V-образный дизель ЯМЗ-236А мощностью 143 кВт (200 л.с.) при 2600 мин⁻¹; кабина, переднее оперение, коробка передач — от ЗИЛ-4331. Кузов — с каркасом из прямоугольных труб, облицован стальными оцинкованными листами (расчетный срок службы — 12 лет). Тормозная система — с АБС.

Выпуск самосвальных полуприцепов по лицензии немецкой фирмы "Долл" начат на КраЗе. Полуприцеп модели Н401С3 рассчитан на эксплуатацию с автомобилями КраЗ и другими седельными тягачами, допускающими нагрузку на седельно-сцепное устройство не менее 13 т. Полная масса полуприцепа — 40 т, грузоподъемность — 29 т. На каждой из трех осей установлены одинарные колеса с бескамерными шинами размера 365/80R20. Кузов — объемом 29,2 м³, с высокими (1,6 м) бортами, имеет длину 8 м и ширину 2,3 м. Максимальная скорость буксировки — 100 км/ч.

Семейство универсальных колесных тягово-транспортных средств разработано московским ЗАО "Се-

вар" совместно с ОАО "ГАЗ". Машины предназначены для работы с навесными, полунавесными и прицепными орудиями и агрегатами, перевозки грузов, привода стационарных механизмов, т. е. их можно использовать в коммунальном, лесном и сельском хозяйстве.

Пока семейство состоит из четырех моделей: "Севар-3901" с независимой торсионной подвеской, "Севар-3902" с рессорной подвеской и самосвальным кузовом, "Севар-3903" с рессорной подвеской и седельно-сцепным устройством, а также модели "Геркулес", отличающейся от модели "Севар-3902" в основном кабиной: она установлена над двигателем.

Конструкторы ГАЗа подготовили большой задел для производителей. Это комфортабельный внедорожник ГАЗ-3106, рассчитанный на перевозку семи человек; заднеприводный ГАЗ-3111 и переднеприводный ГАЗ-3103; полноприводный "Соболь"; внедорожник ГАЗ-230810; низкорамный грузовой ГАЗ-3310 "Валдай", который, в принципе, может стать базовой моделью семейства грузовых автомобилей средней (4—4,5 т) грузоподъемности. На базе полноприводного автомобиля "Садко" разработана его гражданская модификация "Земляк".

На Заволжском моторном заводе выпускают не только автомобильные двигатели, но и специальные автомобили. Раньше это были ГАЗ-71 и армейские автомобили, сейчас — восемь модификаций универсальных АТС. Но наиболее перспективен, как показывают результаты исследования рынка, вездеход "Бобр" на базе "ГАЗели" — легкий (полная масса 3,5 т), способный передвигаться по бездорожью, снегу, болотам, т. е. там, где приходится работать геологам, газовикам, нефтяникам. Завершается подготовка производства и еще одного внедорожника — ГАЗ-34039М, способного работать при температурах от 223 до 313 К (от -50 до 40 °С), т. е. в пустынях Средней Азии и тундре Крайнего Севера, и развивать в этих условиях скорость до 70 км/ч.



УДК 629.1.05:621.824.32 (33)

СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ И КОЛЕНЧАТЫХ ВАЛОВ ДВС

Б. С. БРАЖКИН, А. А. КУДИНОВ, В. С. МИРОТВОРСКИЙ¹
ЦНИТИ

Контроль распределительных валов — задача, как известно, сложная и трудоемкая. Выполняется он, как правило, с помощью ручных приборов, состоящих из оптической головки или микрометра часового типа, длинмера и задней бабки с центром, расположенных на стандартной станине. В итоге на полноценную проверку стандартного вала с восемью кулачками и пятью шейками уходит несколько часов. Да и то если ограничиться измерением подъемов кулачка относительно технологических центров.

В ЦНИТИ решили автоматизировать процесс и разработали с этой целью установки двух типов (рис. 1 и 2) для контроля не только распределительных, но и коленчатых валов ДВС. Их основу составляют датчик линейных перемещений (контактирует с вращающимся кулачком или шейкой вала) и датчик круговых перемещений поворотного стола. Процесс измерений и обработки данных может быть автоматическим или полуавтоматическим (в первом случае роль оператора ограничивается креплением вала в захватах установки и выбором того или иного варианта контроля, а все ос-

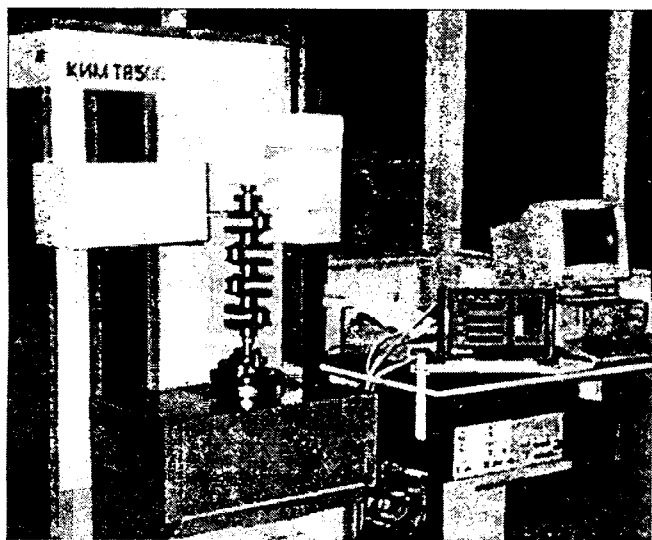


Рис. 1. Автоматическая установка КИМ-П397 для контроля кулачковых и коленчатых валов

¹ В работе принимали участие Е. С. Сыпачев, К. А. Приказчиков, И. Г. Чернов.

тальное, вплоть до выдачи протокола контроля на печать, делается автоматически; во втором — оператор вручную перемещает измерительную каретку от одного контролируемого сечения к другому, подводит и отводит нож датчика линейных перемещений).

Установки КИМ-П397 для автоматического контроля уже работают в Чугуеве (завод топливной аппаратуры), Заволжье (моторный завод), а КИМ-ТВ500 — в опытном производстве ВАЗа. Для основного производства ВАЗа, кроме того, ЦНИТИ готовит установку КИМ-ТВ800.

Установки для полуавтоматического контроля, естественно, проще и дешевле. Их основа — стандартные, имеющиеся на многих моторостроительных и моторемонтных предприятиях приборы — оптические делительные головки типа РЗ, длинмеры. В качестве дополнений к оптическим головкам использованы электропривод, электронные датчики линейного и углового перемещения, интерфейс, ПЭВМ и программное обеспечение.

В состав установок обоих типов входят также измерительные станции. Причем они разные.

В автоматической установке станция состоит из массивной литой станины с прецизионным поворотным столом и колонной, по которой на аэростатических опорах перемещаются две каретки. Первая из них, верхняя, несет на себе вращающийся в аэростатических опорах центр, а нижняя — измерительную головку. Их перемещение по колонне уравнивается противовесами. Причем верхняя перемещается вручную (делается это при установке контролируемого вала), а нижняя — от электродвигателя, включаемого либо оператором, либо по программе. Контролируемый вал на поворотном столе крепится с помощью специального приспособления. Щуп измерительной головки прижимается к контролируемому сечению вала с помощью груза.

Измерительная станция полуавтоматической установки включает стандартную станину, на которой закреплены поворотная головка, задняя бабка и длинмер. Головка тоже дополнена электродвигателем, а также редуктором и датчиком угла поворота; длинмер — электронным датчиком линейных перемещений.

В составе обеих установок предусмотрен стол оператора. В верхней части стола располагается ПЭВМ, в нижней — блок управления приводом и интерфейс, связывающий с ПЭВМ измерительные датчики и механизмы управления движениями узлов измерительных станций.

Показатель	Полуавтоматические установки	Автоматические установки
Напряжение электропитания, В	380 (+38, -57)	
Потребляемая мощность, Вт	300	1000
Пневмопитание:		
давление, МПа (кгс/см ²)	—	0,5 (5)
расход воздуха, м ³ /мин	—	0,3
Диапазон перемещения рабочих органов по координатам:		
X (задняя бабка), мм	1500	—
Z (верхний центр), мм	—	500—800
Y (измерительная пиноль), мм	30	100
W (делительная головка), град	360	
Дискретность цифрового отсчета координат:		
Y, мм	0,001	
W, град	0,0055 (КИП-1); 0,176 (КИП-2)	
Число контролируемых:		
кулачков	5	
шеек	16	
Скорость углового поворота, мин ⁻¹	0,4 (КИП-1); 1,0 (КИП-2)	
Максимальный диаметр контролируемого кулачка, мм	175	
Число контролируемых точек профиля	2048	1440
Погрешность отсчетной системы длиномера на длине 30 мм, мм	0,003	
Погрешность измерения, мм:		
размах	±0,004	
среднеквадратическая ошибка	0,001	
Тип ПЭВМ	IBM PS	
Габаритные размеры, мм	1700 × 400 × 300	700 × 1200 × 2200

В качестве датчиков линейного и углового перемещения применены индуктоины и индуктокоры разработки ЦНИТИ (автоматические установки) или фотоэлектрические растровые преобразователи мод. 19101.01.02 производства петербургского АОЗТ "Измерон" (контроль линейных перемещений) и датчики японской фирмы "Тамагава" (работа с полуавтоматическими установками).

Технические характеристики установок обоих типов приведены в таблице. Число контролируемых параметров распределительных валов и там и там равно семи. Это задаваемый таблично подъем плоского, роликового или точечного толкателя при повороте на заданный угол (поле допуска — 20—25'); отклонение смежных значений подъемов (гладкость подъема) на отдельных угловых диапазонах (поле допуска — 10—15'); угловое расположение кулачков относительно базового элемента (шпоночный паз, штифт или отверстие под штифт) и друг друга (поле допуска — 20—30'); несоосность внутренних опорных шеек относительно шеек базовых, кулачков — относительно оси базовых шеек; некруглость затылка кулачка и опорных шеек. Но при жела-

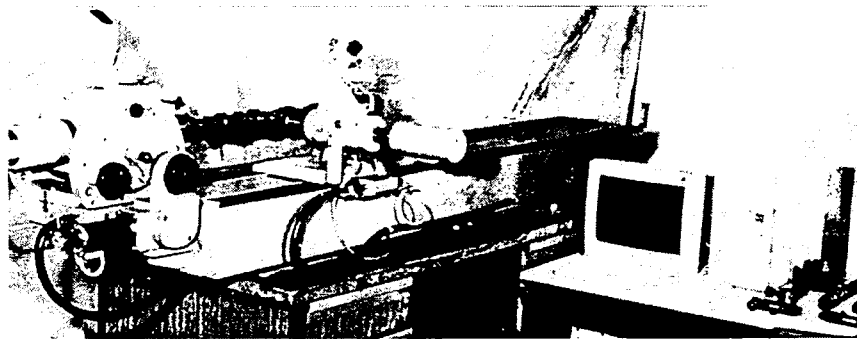


Рис. 2. Полуавтоматическая установка КИП-2 для контроля кулачковых и коленчатых валов

нии возможности установок можно расширить — рассчитывать подъемы относительно оси технологических центров; оси, проходящей через центры базовых шеек; оси через центры ближайших к кулачку соседних шеек; оси затылка (цилиндрической части) кулачка.

Номенклатура контролируемых параметров коленчатых валов, кроме того, включает контроль таких параметров, как отклонение от цилиндричности коренных и шатунных шеек вала (допуск 5 мкм); отклонение от соосности внутренних коренных шеек относительно крайних коренных шеек (допуск 15 мкм) и от параллельности осей шатунных шеек оси крайних коренных шеек (допуск 0,04/100 мм); величина диаметров коренных и шатунных шеек (допуск ±10 мкм); расстояние между осями коренных и шатунных шеек (допуск 25 мкм); угловое расположение шатунных шеек относительно оси шпоночного паза (допуск 30 угл. мин); отклонение от круглости коренных и шатунных шеек (допуск 3—5 мкм).

Результаты контроля выдаются на экран и протокол, причем на экран — в виде графика контролируемого профиля для возможного повтора операции контроля данного сечения, если предыдущие результаты оказались ошибочными.

По техническим характеристикам автоматические и полуавтоматические приборы идентичны. Производительность обоих без распечатки протоколов — 15—30 мин на один кулачковый вал с 8—16 кулачками и 40—50 мин — на один коленчатый вал. Но автоматические более пригодны для серийного производства с устоявшейся номенклатурой деталей; полуавтоматическими, поскольку они дешевле, целесообразнее оборудовать заводские лаборатории.

ДЕФЕКТЫ ВКЛАДЫШЕЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ЗМЗ-402 и ЗМЗ-53-11

Д-р техн. наук А. Д. НАЗАРОВ

Туркменский СХУ

В ТСХУ собраны и проанализированы данные по дефектам двигателей автомобилей ГАЗ и прежде всего — по вкладышам коленчатого вала. Эта информация, без сомнения, будет полезна многим конструкторам, производственникам, ремонтникам и эксплуатационникам. Не в последнюю очередь потому, что в ней содержатся история дефектов (статистика собрана по двигателям, поступившим в первый и последующие капитальные ремонты) и закономерности их проявления.

Начнем с двигателей ЗМЗ-402 рабочим объемом 2,445 л. Частость направления их в повторный капитальный ремонт из-за предельного изнашивания или его неравномерности на верхних и нижних коренных вкладышах составляет соответственно 0,53 и 0,78, а шатунных — 0,62 и 0,44. Причем 32,5 % верхних и 25 % нижних коренных вкладышей имеют задиры и кольцевые риски, 40 и 32,5 % — следы перегрева и выкрашивание антифрикционного слоя. Кроме того, на коренных и шатунных вкладышах двигателей обнаруживаются "вдавленные" в верхний слой продукты изнашивания трущихся деталей и абразивные частицы. И все это в разных соотношениях. В частности, задиры, кольцевые риски, выкрашивание анти-

фрикционного слоя и абразивные частицы у коренных вкладышей встречаются соответственно в 1,18; 1,43; 1,18 и 9,5 раза чаще. Объяснение простое: к шатунным подшипникам масло поступает более очищенным, чем к коренным. Число же двигателей, имеющих перегрев шатунных вкладышей, наоборот в 1,81 раза больше. Это — следствие меньших, чем в коренных, монтажных зазоров в шатунных подшипниках, устанавливаемых при ремонте двигателей. Причем подплавление и перенос антифрикционного слоя шатунных вкладышей на шатунные шейки обнаруживаются на 5 % двигателей.

Статистика показывает, что частота задиры верхних шатунных вкладышей в 2,61 раза больше, чем нижних. И она тем больше, чем больше масса продуктов изнашивания и грязи в полости шатунных шеек. (Эта масса в двигателях, поступивших в повторный капитальный ремонт, составляет в среднем 1,15—3,15 г, но в отдельных случаях достигает 3,65 г, тогда как при поступлении в первый капитальный ремонт не превышает 2,1 г. Причина очевидна: при первом ремонте полости шатунных шеек не очищают или очищают плохо.)

Все сказанное хорошо иллюстрирует табл. 1, в которой приведены данные по дефектам вкладышей и

частоте их повторения. Из нее, например, видно, что: задиры, кольцевые риски, подплавление антифрикционного слоя и внедрение в него металлических частиц у коренных вкладышей встречаются в 1,2—3 раза чаще, чем у шатунных; натир подвержены вкладыши большинства двигателей; отслаивание антифрикционного слоя верхних и нижних шатунных вкладышей наблюдается соответственно у 22,9 и 8,6 % двигателей, поскольку удельные нагрузки в шатунных подшипниках больше; наконец, наибольшее число повреждений приходится на верхние шатунные и нижние коренные вкладыши.

Полученные данные можно объяснить следующим.

При перешлифовке под ремонтные размеры действительные диаметры коренных и шатунных шеек коленчатого вала выходят за границы (–13 мкм) поля допуска: их отклонения от номинального значения, как свидетельствуют результаты измерений, изменяются от –28 и –34 до 21 и 39 мкм. Между тем "плюсовое" отклонение просто опасно: при соединении шеек увеличенного диаметра с вкладышами образуются зазоры, недостаточные для надежной работы подшипников.

Вторая причина, наиболее характерная для коренных вкладышей, — увеличенные биения средних коренных шеек и постелей в блоке относительно шеек крайних, а также изменения формы шеек и постелей. (Установлено, что после ремонта значения этих параметров в 1,4—3,5 раза превышают допустимые по ТУ.) Итог — задиры вкладышей.

Что касается изнашивания вкладышей, то картина здесь следующая.

Средний износ верхних коренных вкладышей двигателей ЗМЗ-402, поступивших в первый капитальный ремонт, достигает 30 мкм, поступивших в повторный — 50. У нижних вкладышей эти величины равны 45 и 90 мкм, т. е. износ нижних коренных вкладышей в 1,49 и 1,59 раза превышает износ верхних. Если же говорить о максимальных износах, то они, естественно, превышают средние. Например, у верхних вкладышей — в 1,73 раза.

Таблица 1

Дефект	Доля двигателей, поступивших в повторный капитальный ремонт, %			
	с дефектом коренных верхних вкладышей	с дефектом коренных нижних вкладышей	с дефектом шатунных верхних вкладышей	с дефектом шатунных нижних вкладышей
Задир	20	25,7	20	17,1
Натир	65,7	71,4	83	74,3
Кольцевые риски	14,3	17,1	5,7	5,7
Подплавление	8,6	8,6	2,9	2,9
Выкрашивание антифрикционного слоя	2,9	5,7	—	—
Отслаивание антифрикционного слоя	—	—	22,9	8,6
Внедрение продуктов изнашивания и металлических частиц в антифрикционный слой	11,4	11,4	5,7	5,7

Параметр	Величина параметра на подшипнике				
	I	II	III	IV	V
Удельная нагрузка на режиме максимального крутящего момента, МПа (кгс/см ²):					
максимальная	8,63 (86,3)	10,02 (100,2)	6,18 (61,8)	10,02 (100,2)	8,63 (86,3)
средняя	1,86 (18,6)	1,86 (18,6)	3,14 (31,4)	1,86 (18,6)	1,86 (18,6)
Нагрузка на режиме максимальной мощности, МПа (кгс/см ²):					
максимальная	7,55 (75,5)	7,89 (78,9)	14,02 (140,2)	7,89 (78,9)	7,55 (75,5)
средняя	5,01 (50,1)	2,16 (21,6)	11,38 (113,8)	2,16 (21,6)	5,01 (50,1)
Температура, К (°С), нижних коренных вкладышей при работе двигателя на режиме:					
максимального крутящего момента	370 (97)	371 (98)	373 (100)	371 (98)	371 (98)
максимальной мощности	390 (117)	391 (118)	397 (124)	393 (120)	395 (122)
Средний износ, мкм, верхних коренных вкладышей двигателей, поступивших в капитальный ремонт:					
первый	18,1	15,1	17,2	14,3	18,8
второй	24,9	19,0	23,4	19,9	21,6
Средний износ, мкм, нижних коренных вкладышей двигателей, поступивших в капитальный ремонт:					
первый	24,5	21,9	27,5	22,8	24,7
второй	29,1	30,4	37,5	32,8	36,5

Обработка этих и некоторых других данных показала, что при поступлении двигателей в первый капитальный ремонт верхние и нижние коренные вкладыши в I, II и III раза изношены меньше, чем двигателей, поступивших в повторный ремонт. Причем в обоих случаях особенно изношены, как правило, вкладыши третьего и крайних подшипников, поскольку наибольшие удельные нагрузки на режиме максимального крутящего момента приходятся именно на третий подшипник, а на режиме максимальной мощности — на третий и крайние (табл. 2). Естественно, и наибольшую температуру имеет третий вкладыш, особенно нижний. Следовательно, из-за нее, а также роста нагрузки толщина масляной пленки в подшипнике уменьшается, что увеличивает вероятность полусухого трения и способствует интенсивному изнашиванию шеек и вкладышей коленчатого вала.

К сказанному следует добавить: при поступлении двигателей ЗМЗ-402 даже в первый капитальный ремонт их дисбалансы в плоскостях коррекции в I, II—III раза превышают допустимые, а после повторных ремонтов — в I, II—III раза (достигают 205—310 г·мм). Значит, очень большими оказываются силы инерции, приложенные в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала, и их моменты, которые вызывают ко-

лебания в осевом направлении и прогиб коленчатого вала, нарушающие взаимное расположение коренных шеек и вкладышей. В результате повышаются нагрузки на коренные подшипники, нарушаются условия их смазывания, что ведет к интенсивному изнашиванию и шеек, и вкладышей. Более того, рост нагрузки на коренные подшипники из-за увеличения дисбалансов в плоскостях маховика и шкива повышает не только температуру вкладышей, но и уровни вибраций, шум двигателя. Например, если дисбаланс маховика изменяется с 10 до 300 г·мм, то звуковое давление двигателя ЗМЗ-402 с частотой $n/60$ возрастает на 4—6 дБ, при таком же изменении дисбаланса шкива — на 6—18 дБ.

Из шатунных вкладышей двигателей ЗМЗ-402 наиболее сильно изнашиваются, как сказано выше, верхние: у двигателей, поступивших в повторный капитальный ремонт, средний, износ составляет 70 мкм, максимальный — 105 мкм. У верхних же средний и максимальный износы не превышают 40 и 75 мкм. Соотношения средних износов нижних и верхних вкладышей по первому и второму капитальным ремонтам равны 1,13 и 1,26; отношения износов средних к средним и нижних к нижним — соответственно 1,72 и 1,55.

Таким образом, статистика доказывает, что и коренные, и шатунные вкладыши коленчатого вала при поступлении двигателей в повторный ремонт изношены больше, чем при поступлении в первый ремонт. И это не случайно. Зазоры в подшипниках, отклонения формы, биевание шеек коленчатого вала и постелей в блоке цилиндров при производстве двигателей обеспечиваются оптимальными с точки зрения условий для жидкостного трения, т. е. зазоров "вкладыш-шейка". После ремонта и шейки коленчатого вала, и постели в блоке, и нижняя головка шатуна имеют повышенные макроотклонения и биевания, диаметры шеек выходят за поле допуска. Итог — уменьшение зазоров в подшипниках со всеми вытекающими отсюда последствиями, прежде всего — задиры, повышенное и неравномерное изнашивание вкладышей.

Все, что сказано в отношении двигателей ЗМЗ-402, в общем, справедливо и для двигателей ЗМЗ-53-11 рабочим объемом 4,25 л.

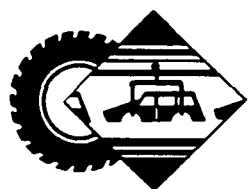
Так, износ нижних коренных вкладышей при его поступлении в первый капитальный ремонт в I, II—III раза превышает износ верхних. Причем его средняя и максимальная величины равны соответственно 65 и 110 мкм. У верхних шатунных вкладышей средний абсолютный износ лежит в диапазоне 10—45 мкм,

нижних — 5—35. То есть у этих и вообще у всех исследованных двигателей всегда наиболее изношены нижние коренные и верхние шатунные вкладыши. Теоретическим анализом и расчетным путем установлено, что под действием результирующей газовой и инерционных сил большую часть времени рабочего процесса верхние шатунные вкладыши прижимаются к шатунным шейкам, а коренные шейки — к нижним коренным вкладышам. В результате умень-

шается толщина масляного слоя между этими деталями, увеличивается вероятность их контакта и, как следствие, — повышенные износы. Причем из числа коренных больше всего изнашиваются средний и крайние вкладыши, шатунные подвержены более или менее случайным износам.

Способы борьбы с темпом и неравномерностью изнашивания вкладышей известны: при ремонте двигателей нужно добиваться, чтобы макрореконструкция шеек и постелей,

биения средних коренных шеек и постелей в блоке относительно крайних находились в пределах допусков; тщательно очищать полости в шатунных шейках от продуктов изнашивания и грязи; балансировать коленчатый вал в сборе с маховиком и сцеплением; подбирать детали КШМ по массе. Это позволяет повысить послеремонтный ресурс двигателей в среднем на 26 % и в 1,3—1,5 раза увеличить вероятность безотказной работы подшипников коленчатого вала.



ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

УДК 629.621.81:621-192

РЕСУРСНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ НЕСУЩИХ ДЕТАЛЕЙ АТС

Канд. техн. наук П. П. КАПУСТА

Белорусская государственная политехническая академия

Обеспечить на стадии проектирования АТС его заданную надежность, в том числе ресурс несущих деталей и элементов конструкций с учетом их эксплуатационного нагружения, — задача наиважнейшая. Так как ее решение позволяет, во-первых, оптимизировать массу конструкции, габаритные размеры машины; во-вторых, назначить оптимальную технологию, режимы изготовления деталей и сборки их в узлы. Поэтому ресурсное проектирование давно уже стало объектом пристального внимания специалистов. Однако его практическая реализация — дело не из простых. Прежде всего потому, что детали в эксплуатации подвергаются нерегулярному нагружению. Значит, все расчеты приходится вести вероятностными методами. То есть вероятностно определять характеристики сопротивления усталости, вероятностно прогнозировать нагруженность и долговечность (рассчитывать суммарное число циклов — километров пробега, часов наработки и т. п. — до отказа), используя ту или иную гипотезу суммирования усталостных повреждений.

На МАЗе все это делается с учетом эксплуатационной нагруженности деталей АТС. Характерный тому пример — рассматриваемая ниже методика проектно-конструкторских и научно-исследовательских работ по подготовке производства нового типажа балок осей прицепов МАЗ различных грузоподъемности и условий эксплуатации.

Проектируемая конструкция, согласно этой методике, представляется в виде полномасштабной виртуальной (например, конечноэлементной) "эволюционируемой" модели, базирующейся на анализе используемых материалов, массогабаритных, технологических и эксплуатационных характеристик лучших аналогов и прототипов. Затем по модели выполняются расчетно-эксплуатационный и чисто расчетный анализы базовой (она в данном случае была составной из труб, сварной) конструкции оси на долговечность по критерию сопротивления усталости. Перебор вариантов позволил в итоге предложить новую конструкцию, конечноэлементная модель которой (балка оси прицепа) показана на рис. 1. Это уже не составная, как у прототипов, а цельная трубная заготовка 1, на которой установлены и приварены основные детали (тормозные 5 и рессорные 4 кронштейны, опорные кольца 6 для установки подшипниковых узлов колес, вспомогательные кронштейны 2 и 3).

Исследования статического напряженно-деформированного состояния несущих конструкций прицепов

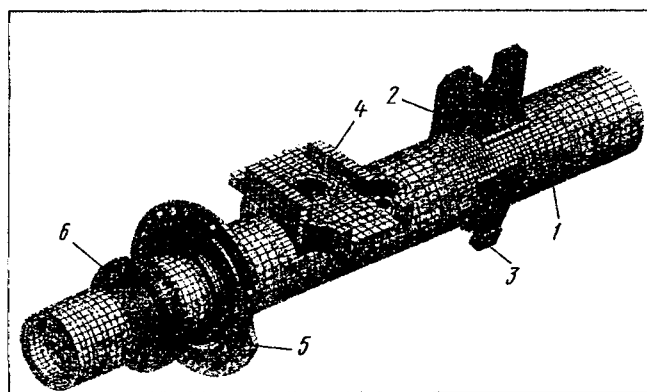


Рис. 1. Конечноэлементная модель балки оси прицепа

включают четыре этапа: создание объемной модели (геометрическая модель, ее адаптация для получения конечноэлементной сетки); разработка конечноэлементной модели ("изготовление" модели несущей конструкции, ее нагружение); расчет конструкции методом конечных элементов; анализ результатов расчета и доводка конечноэлементной модели конструкции по критериям прочности и жесткости с выявлением опасных зон, сечений и элементов. Далее расчетом или расчетно-экспериментальным методом определяются характеристики сопротивления усталости и их рассеяния в опасных с точки зрения усталости сечениях конструкции, причем для описания кривой усталости используется степенное уравнение Баскуина.

Для учета эксплуатационной нагруженности применяются предложенная автором модель, сущность которой состоит в том, что реальный нагрузочный процесс (напряжения) при некотором, принимаемом как достаточное для данных условий движения (дорожное покрытие, наличие или отсутствие перевозимого груза, скорость движения и т. д.) числе экстремумов схематизируется одним из известных методов и заменяется нагрузочным блоком из убывающего вариационного ряда $\sigma_i = x$ напряжений (рис. 2) от максимального $\hat{\sigma}$ до минимального $\check{\sigma}$ ($\sigma_1 > \sigma_2 > \dots > \sigma_i \dots > \sigma_n$). Их значения вычисляют по формулам 1—4, приведенным в таблице. (При расчетах нужно иметь в виду, что показатель W зависит не от отношения i/n , а лишь от размера n нагрузочного блока и критерия нагруженности K_w . Следовательно, каждому значению K_w при $n = \text{const}$ соответствует вполне определенное значение показателя W .)

Учет нагрузочного режима на стадии проектной оценки ресурса обеспечивается величиной критерия K_w . При проектировании целесообразно применять

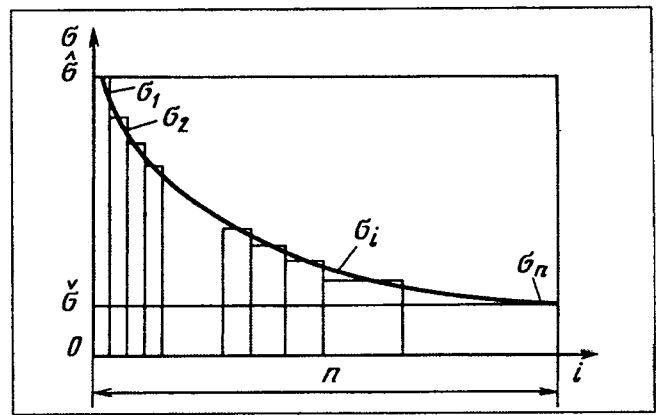


Рис. 2. Нагруженный вариационный ряд (блок напряжений) для балки оси прицепа

шесть областей его изменения: особо легкий режим ($0 < K_w \leq 0,2$), легкий ($0,2 < K_w \leq 0,4$), средний ($0,4 < K_w \leq 0,6$), тяжелый ($0,6 < K_w \leq 0,8$), особо тяжелый ($0,8 < K_w \leq 1$) и регулярный ($K_w = 1$). При этом конкретные значения K_w можно выбирать двумя способами — по информации, хранящейся в банке экспериментальных данных (учитываются класс детали или ее опасного элемента и сечения по степени их нагруженности), или расчетом, основанным на статистическом и динамическом, т. е. комплексном системно-структурном моделировании.

Проектная расчетная оценка ресурса любого сечения модели конструкции обеспечивается с использованием предложенной автором зависимости сопротивления усталости для регулярного и нерегулярного нагружения. Данную зависимость удобно представить в координатах $K_w = f(N_{G_{\text{отн}}})$, где $N_{G_{\text{отн}}} = N_{GH}/N_G$ —

Параметр	Расчетная формула	Номер формулы	Примечания
Напряжение нагрузочного блока	$\sigma_i = \hat{\sigma} + \sigma_w \left[\ln \left(\frac{n}{i} \right) \right]^{\frac{1}{W}}$	1	i — порядковый номер σ_i -го напряжения в нагрузочном блоке; n — число напряжений в этом блоке; σ_w — параметр Вейбулла (МПа); W — показатель степени
Уточненный размер нагрузочного блока	$n = \exp \left[\left(\frac{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}{\sigma_w} \right)^W \right]$	2	n должно быть не менее $1 \cdot 10^3$
Критерий нагруженности	$K_w = \sigma_w (\hat{\sigma} - \check{\sigma})^{-1}$	3	—
Числовые значения показателя W , соответствующие конкретным значениям критерия нагруженности	$W = \frac{\ln \ln(n)}{\ln \left(\frac{\hat{\sigma} - \check{\sigma}}{\sigma_w} \right)}$	4	—
Уравнение кривых усталости при нерегулярном нагружении	$N_{\Sigma i} = N_{GH} (\sigma_{RP} / \sigma_i)^m$	5	N_{GH} — число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости, соответствующее определенному значению коэффициента K_w ; σ_{RP} — предел выносливости детали, который соответствует заданной вероятности P неразрушения (определяется экспериментально или расчетом при регулярном нагружении); m — показатель наклона левой ветви кривой усталости при регулярном нагружении
Ресурс детали в эксплуатации	$\frac{1}{N_{\Sigma}} = \frac{\beta_1}{N_1} + \frac{\beta_2}{N_2} + \dots + \frac{\beta_n}{N_n}$	6	N_{Σ} — суммарное число циклов до предельного повреждения детали при действии комбинированного нагружения; β_i — относительная продолжительность i -го режима нагружения; N_i — число циклов до предельного повреждения при i -м режиме нагружения. При оценке ресурса по пробегу в формулу вводится коэффициент I , учитывающий число циклов N_{Σ} за 1 км пробега

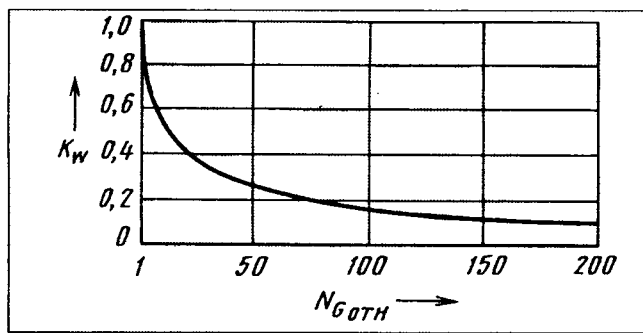


Рис. 3. Зависимость между критерием нагруженности и относительной долговечностью рам прицепов при регулярном и нерегулярном их нагружении

относительная долговечность (N_{GH} и N_G — число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости в логарифмической системе координат при регулярном и нерегулярном нагружении соответственно). Такая зависимость, построенная по результатам расчетной обработки экспериментальной информации об испытаниях рам тракторных прицепов, приведена на рис. 3. Эта зависимость универсальна, т. е. пригодна для проведения проектных расчетов деталей любых машин, в том числе балок осей прицепов, на долговечность в зависимости от тяжести их эксплуатационного нагружения.

Правила пользования рис. 3 следующие.

При известном проектном режиме нерегулярного нагружения детали по критерию нагруженности определяют $N_{G_{отн}}$. Затем по известному значению числа циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при регулярном нагружении N_G вычисляют число циклов до точки нижнего перелома кривой усталости детали при нерегулярном нагружении ($N_{GH} = N_G \cdot N_{G_{отн}}$). Вообще же для расчета долговечности несущих деталей машин, подверженных в эксплуатации нерегулярному нагружению, по их характеристикам сопротивления усталости, определенным при регулярном нагружении, можно использовать формулу 5 кривых усталости при таком, т. е. нерегулярном, нагружении.

Учитывая, что реальное нагружение автомобильных конструкций — это комбинация различных типовых режимов нерегулярного нагружения, ресурс детали в

течение всего периода эксплуатации определяется с учетом относительной продолжительности различных проектных типовых режимов эксплуатации (формула 6 в таблице). (При оценке ресурса по пробегу в формулу вводят коэффициент I , показывающий число циклов в сумме N_{Σ} , приходящихся на 1 км пробега.)

В случае несоответствия сечений конструкции балки оси требуемым ресурсу и вероятности неразрушения можно подкорректировать их геометрию, назначить специальное обрабатывающую и упрочняющую технологии, заменить материал, изменить схему нагружения и т. д.

Доведенная таким образом модель конструкции изготавливается в натуре (три—пять экземпляров) и направляется на стендовые ускоренные испытания. И если после них окажется, что эксплуатационные долговечности попали в одну генеральную совокупность, полученные ранее проектные расчеты ресурса уточняются и выдаются рекомендации по использованию этой детали.

Рассмотренная методика ресурсного проектирования, как уже упоминалось, была применена при разработке нового типажа осей прицепов МАЗ. В результате все вошедшие в него оси имеют более высокую, чем их предшественники, технологичность, меньшие трудоемкость изготовления и металлоемкость (на величину до 20 %), повышенную надежность. Конструктивные же их отличия, повторяем, состоят в том, что ось делается из цельной трубной заготовки, на которой выполнены ступени для установки подшипниковых узлов с тормозными системами. Тормозные кронштейны на ней крепятся сваркой не по всей линии контакта, а дугвыми секторными швами, что существенно увеличило усталостную прочность и долговечность соединений. Уменьшена также номенклатура деталей и трудоемкость сборки оси. Предусмотрены варианты технологического упрочнения опасных с точки зрения усталости зон с проведением соответствующей расчетной оценки их ресурса и вероятности неразрушения. В итоге средневероятный ресурс новых осей сейчас не ограничен, а при вероятности неразрушения 95 % — увеличен в 2,56 раза.

Как видим, методика себя вполне оправдала. Поэтому ее уже начали адаптировать применительно к рессорам и рамам прицепного состава.

УДК 629.11.011.62

ЛИНИЯ СБОРКИ-СВАРКИ КАРКАСА ПОЛА АВТОМОБИЛЯ

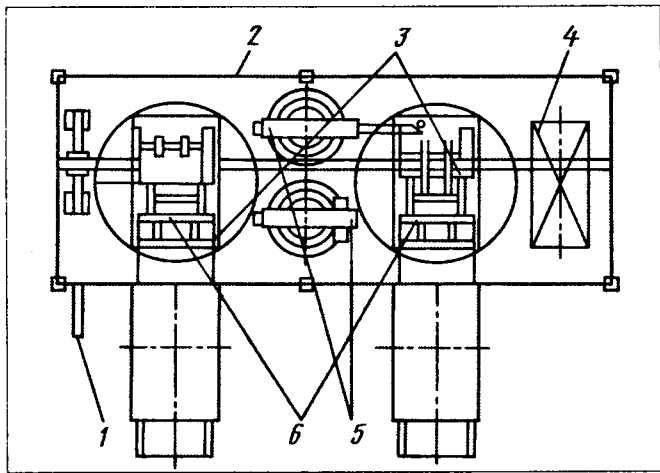
Ю. А. БАЛАКИН

ГАЗ

Рассматриваемая ниже линия сборки-сварки — автоматизированная. Она состоит (см. рисунок) из шести основных элементов — двух поворотно-выкатных столов 3, манипулятора 4 подачи каркаса пола на грейфер, кондуктора 6, робота 5 ПР-601/60, ограждения 2 и пульта 1 управления.

Детали и узлы каркаса пола фургона грузят на линию вручную. На сборочном кондукторе, расположенном на выкатном столе, помещают 17 шт. узлов и деталей, т. е. всю раму. Устанавливаются они по фиксаторам, "привязанным" к координатам на поверхности стола.

По разрешающей команде оператора загруженный выкатной стол перемещается на поворотный стол (позиция сварки). Но команда может и не быть выполненной, если набор деталей на кондукторе неполон или детали неплотно прилегают к ложементам, потому что в обоих случаях не сработают датчики наличия деталей.



Как только выкатной стол займет предназначенное ему место на позиции сварки, два промышленных робота ПР-601/60 приступают к выполнению сварки. Для этой цели они оснащены сварочными клещами с соответствующей оснасткой. Причем и клещи, и оснастка могут быть, в зависимости от конструкции узла, либо С-образными, либо Х-образными.

Закончив сварку, оба робота возвращаются на исходную позицию. Это служит командой на поворот

стола во второе положение. Когда он займет его, снова включаются те же сварочные роботы.

Таких поворотов три (45, 90 и 180°), и для каждого нового положения стола в программе роботов записаны свои сварные точки, что практически исключает простой робота.

Программ две. Каждая предназначена для определенной толщины свариваемых деталей. У каждого робота, кроме того, есть система взаимоблокировки, исключающая возможность его столкновения с другими роботами.

По окончании сварки прижимы кондуктора автоматически разжимаются, и стол поворачивается в начальное положение (угол разворота 0°). Манипулятор снимает с него сваренный каркас пола и перемещает его на следующую позицию, а стол возвращается на позицию загрузки. Если же какой-либо из прижимов не раскрылся, команда на начало работы манипулятора не подается.

Роботы в момент разгрузки стола и его возвращения на исходную позицию не простаивают. Они, развернувшись на 130°, выполняют сварку на втором столе, расположенном параллельно первому.

Качество сварки и геометрия каркаса проверяются: сварка — на образцах, геометрия — с помощью контрольно-измерительной машины.

УДК 621.919

МИКРОРЕЛЬЕФ ИНСТРУМЕНТА И ЭФФЕКТИВНОСТЬ КОМБИНИРОВАННОГО ПРОШИВАНИЯ ОТВЕРСТИЙ

Канд. техн. наук А. В. ЩЕДРИН¹

Электростальский филиал Московского государственного института стали и сплавов

В статье, опубликованной в "АП", 1995, № 10, сравнивались некоторые методы комбинированного (деформирующе-режущего) прошивания цилиндрических отверстий, в которых предварительное (перед резанием) пластическое деформирование выполняется деформирующими элементами с традиционной (иррегулярной) и регулярной микрогеометрией поверхности (пат. № 2043909, 2063861 РФ и др.). При этом принималось, что регулярный микрорельеф представляет собой однозаходные винтовые канавки радиусом (r) 1,5 мм, шагом ($Ш_k$) 0—1,5 мм и глубиной ($Г_k$) 0—17 мкм. В качестве объекта исследований была выбрана легированная сталь 12ХН3А, высокопроизводительная обработка которой режущим прошиванием-протягиванием, как известно, малоэффективна или практически невозможна. Затем ("АП", 1995, № 10) был проведен анализ динамики и параметров качества поверхности-

ного слоя отверстий после последовательных стадий деформирующего и режущего прошивания.

Оба материала давали довольно точную качественную картину комбинированного прошивания, но с точки зрения количественных показателей, которые наиболее интересны для практики, были не совсем безупречны. В частности, величины усилий деформирования и резания, представленные в виде суммарных компонент, не показывали строго определенной связи с натягом i пластического деформирования и подачей A_p на режущий зуб; параметры качества поверхностного слоя отверстий содержали абсолютные оценки, не связанные наследственно с исходным состоянием отверстий, полученных растачиванием.

Исследования продолжались, и появилась возможность заполнить оба эти "пробела".

Так, на рис. 1 приведены характерные осциллограммы удельного, т. е. приходящегося на 1 мм длины кромки деформирующего элемента, усилия q_d деформирующего прошивания отверстий при двух значениях натяга: $i = 0,25$ мм (рис. 1, а) и $i = 1$ мм (рис. 1, б). Кроме того, установлено, что регулярный микрорельеф с глубиной канавок $Г_k = 17$ мкм помимо деформирования оказывает режущее ("микрорезание") воздействие. На это указывают наличие микростружки в обработанном отверстии, специфическая форма осциллограмм (кривые 3 и 5 на рис. 1), а также максимальное значение среднего диаметра отверстий (см. табл. 1 в "АП", 1995, № 10).

¹Работа выполнена под научным руководством д-ра техн. наук А. М. Кузнецова с участием Скейки Юсефа Дарвиша.

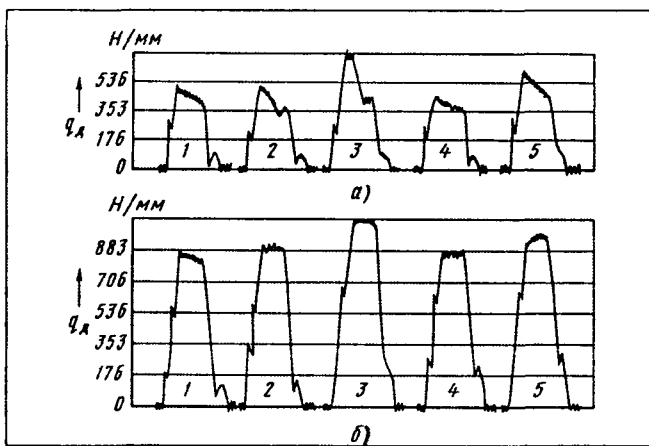


Рис. 1. Осциллограммы удельного усилия деформирующего прошивания отверстий при $i = 0,25$ мм (а) и $i = 1$ мм (б):
 1 — $\Gamma_k = \text{Ш}_k = 0$; 2 — $\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм; 3 — $\Gamma_k = 17$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм; 4 — $\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 1$ мм; 5 — $\Gamma_k = 17$ мкм, $\text{Ш}_k = 1$ мм

Обработка осциллограмм динамики стадий комбинированного воздействия на обрабатываемый материал позволила составить два уравнения регрессии:

$$q_d = A_{0d} + A_{1d}i; \quad q_p = A_{0p} + A_{1p} \cdot A_p$$

В них q_d и q_p — соответственно удельные давления деформирования и резания; A_{0d} , A_{1d} , A_{0p} , A_{1p} — коэффициенты регрессии, зависимость которых от параметров регулярного микрорельефа инструментов в диапазонах натяга — 0,25—1 мм, подачи на зуб — 0—0,07 мм, шага канавок — 0—1,5 мм и их глубины — 0—17 мкм показана на рис. 2.

Расчеты показали, что при деформировании максимум удельного усилия соответствует регулярному микрорельефу с глубиной канавок 17 мкм, их шагом 0,5 мм, а минимум — иррегулярному микрорельефу с шириной и глубиной канавок, равными нулю; при резании минимум удельного усилия приходится на регулярный

микрорельеф с глубиной канавки 17 мкм, ее шириной 0,5 мм и натяге 1 мм. При этом разница в величинах q_p в области факторного пространства составляет почти 50 %, что весьма существенно с точки зрения технологической стойкости наиболее изнашиваемых элементов комбинированных протяжек — режущих секций и зубьев.

Чтобы учесть, каким образом удельное усилие деформирующего прошивания зависит от наружного диаметра ($d_{\text{заг.н}}$) и высоты ($h_{\text{заг}}$) втулочного образца-заготовки, провели полнофакторный эксперимент, после обработки результатов которого тоже получили уравнение регрессии:

$$q_d = (531,682 - 1708,941i - 12,144d_{\text{заг.н}} - 4,866h_{\text{заг}} + 60,566id_{\text{заг.н}} + 0,2344d_{\text{заг.н}}h_{\text{заг}})K_F$$

(в нем K_F — коэффициент, учитывающий параметры регулярного микрорельефа инструмента).

Определяют K_F так.

Задаются параметрами регулярного микрорельефа (например, глубина канавки равна 7 мкм, ее ширина — 0,5 мм). По рис. 2 определяют коэффициенты регрессии A_{0d} и A_{1d} иррегулярного ($\Gamma_k = \text{Ш}_k = 0$) и регулярного (с принятыми $\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм) рельефов. В нашем примере уравнение для q_d приобретает вид: $q_d(\Gamma_k = 0$ мкм, $\text{Ш}_k = 0$ мм) = 253,058 + 250,22*i*; $q_d(\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм) = 350,05 + 531,682*i*.

Затем для иррегулярного микрорельефа поверхности деформирующего элемента условно принимаем $K_F = 1$. Тогда: $q_d(\Gamma_k = 0$ мкм, $\text{Ш}_k = 0$ мм, $i = 0$ мм) = 253,06 Н/мм; $q_d(\Gamma_k = 0$ мкм, $\text{Ш}_k = 0$ мм, $i = 0,5$ мм) = 580,134 Н/мм; $q_d(\Gamma_k = 0$ мкм, $\text{Ш}_k = 0$ мм, $i = 1$ мм) = 909,28 Н/мм; $q_d(\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм, $i = 0$ мм) = 350,05 Н/мм; $q_d(\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм, $i = 0,5$ мм) = 615,89 Н/мм; $q_d(\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм, $i = 1$ мм) = 881,73 Н/мм.

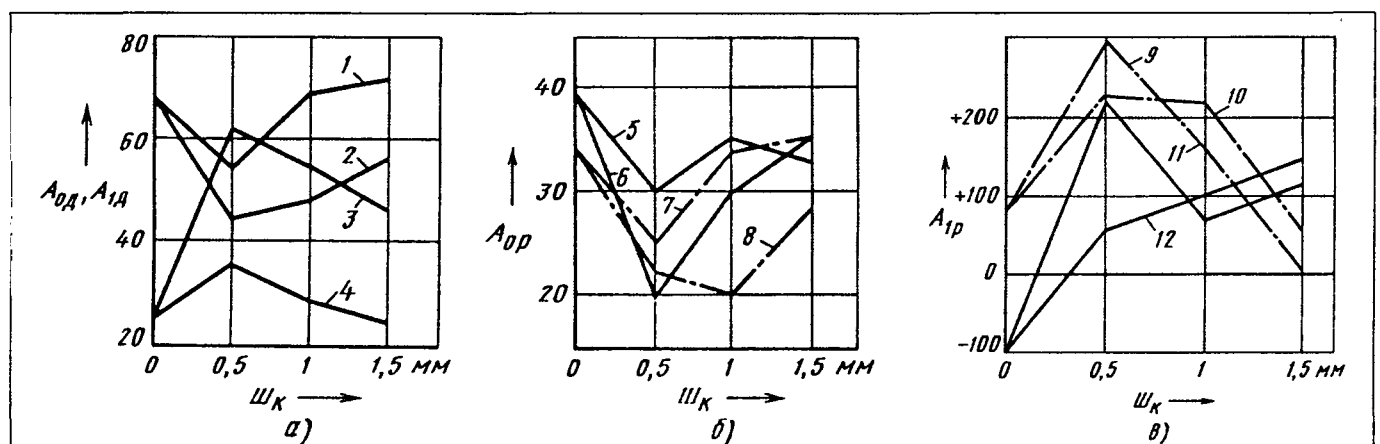


Рис. 2. Зависимость коэффициентов регрессии от параметров регулярного микрорельефа инструмента:
 1 — коэффициент A_{1d} при $\Gamma_k = 7$ мкм и $i = 1$ мм; 2 — то же при $\Gamma_k = 17$ мкм; 3 — коэффициент A_{0d} при $\Gamma_k = 17$ мкм и $i = 1$ мм; 4 — то же при $\Gamma_k = 7$ мкм; 5 — коэффициент A_{0p} при $\Gamma_k = 7$ мкм и $i = 1$ мм; 6 — то же при $\Gamma_k = 17$ мкм; 7 — то же при $\Gamma_k = 7$ мкм и $i = 0,25$ мм; 8 — то же при $\Gamma_k = 17$ мкм и $i = 0,25$ мм; 9 — коэффициент A_{1p} при $\Gamma_k = 7$ мкм и $i = 0,25$ мм; 10 — то же при $\Gamma_k = 17$ мкм и $i = 0,25$ мм; 11 — то же при $\Gamma_k = 17$ мкм и $i = 1$ мм; 12 — то же при $\Gamma_k = 7$ мкм и $i = 1$ мм

Параметры отверстий	Параметры регулярного микрорельефа деформирующих элементов						
	$\Gamma_k = 0$ мкм; $\text{Ш}_k = 0$ мм	$\Gamma_k = 7$ мкм; $\text{Ш}_k = 0,5$ мм	$\Gamma_k = 17$ мкм; $\text{Ш}_k = 0,5$ мм	$\Gamma_k = 7$ мкм; $\text{Ш}_k = 1,0$ мм	$\Gamma_k = 17$ мкм; $\text{Ш}_k = 1,0$ мм	$\Gamma_k = 7$ мкм; $\text{Ш}_k = 1,5$ мм	$\Gamma_k = 17$ мкм; $\text{Ш}_k = 1,5$ мм
$\Delta D_{\text{заг}}$, мкм	200/220	190/170	60/120	90/180	140/170	150/210	200/180
$\Delta D_{\text{дет}}$, мкм	40/60	30/50	40/60	30/50	50/80	40/60	40/90
$K_y(\Delta D)$	5,0/3,7	6,33/3,4	1,5/2,0	3,0/3,6	2,8/2,12	3,75/3,5	5,0/2,0
$K_y(Ra)$ при:							
$Ra_{\text{заг}} = 1$ мкм	3,5/3,75	10,0/6,9	3,5/1,6	4,0/5,0	2,3/3,4	8,4/3,0	2,5/3,5
$Ra_{\text{заг}} = 2$ мкм	6,0/5,5	11,0/8,0	2,0/6,0	11,0/17,5	4,0/6,4	15,5/5,9	6,2/4,6
$Ra_{\text{заг}} = 3$ мкм	8,0/5,7	10,0/5,2	6,5/13,0	16,0/15,0	3,0/8,0	17,5/10,0	5,0/8,6

Примечание. В числителе — для $i = 0,25$ мм, в знаменателе — для $i = 1,0$ мм.

С учетом вышеизложенного фрагментальная дискретная зависимость $K_F = f(i)$ будет иметь следующий вид:

$$K_F(\Gamma_k = 7 \text{ мкм}, \text{Ш}_k = 0,5 \text{ мм}, i = 0 \text{ мм}) = 350,05 : 253,058 = 1,383;$$

$$K_F(\Gamma_k = 7 \text{ мкм}, \text{Ш}_k = 0,5 \text{ мм}, i = 0,5 \text{ мм}) = 615,89 : 580,134 = 1,062;$$

$$K_F(\Gamma_k = 7 \text{ мкм}, \text{Ш}_k = 0,5 \text{ мм}, i = 1 \text{ мм}) = 881,73 : 909,28 = 0,970.$$

Повторяя процедуру по другим вариантам регулярного микрорельефа, легко получить зависимость для определения K_F по всей факторной области экспериментального пространства.

Абсолютные и относительные параметры качества поверхностного слоя отверстий после деформирующего прошивания даны в табл. 1. Принятые в ней обозначения: $\Delta D_{\text{заг}}$ — поле рассеивания диаметра отверстий образцов-заготовок после растачивания; $\Delta D_{\text{дет}}$ — поле рассеивания диаметра отверстий образцов-деталей после деформирующего прошивания; $K_y(\Delta D) = (\Delta D_{\text{заг}}/\Delta D_{\text{дет}})$ — коэффициент уточнения по комп-

лексному параметру размерно-геометрической точности, учитывающий овальность и отклонение профиля продольного сечения отверстий после растачивания и деформирующего прошивания; $Ra_{\text{заг}}$, $Ra_{\text{дет}}$ — соответственно шероховатость поверхности отверстий до и после деформирующего прошивания; $K_y(Ra) = (Ra_{\text{заг}}/Ra_{\text{дет}})$ — коэффициент уточнения по параметру шероховатости поверхности отверстия.

Если в качестве критерия оптимизации принять суммарный коэффициент уточнения $K_{y\Sigma}(\Delta D + Ra) = K_y(\Delta D) + K_y(Ra)$ (например, при $Ra_{\text{заг}} = 2$ мкм), то из таблицы следует: максимум эффективности соответствуют регулярный рельеф с параметрами $\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 1,0$ мм и натяг $i = 1,0$ мм.

Если рассматривать статью, опубликованную в "АП", 1995, № 10 с нынешних позиций, то видим: второй важный ее недостаток заключается в том, что в ней приведена лишь усредненная по факторной области зависимость средней шероховатости поверхности отверстия $\tilde{Ra}_{\text{дет}}$ от характера его деформации (усадка — разбивка) на стадии режущего прошивания, тогда как для практических целей нужны зависимости для любого сочетания параметров микрорельефа инструмента. Такая зависимость к той же стали 12ХН3А сейчас найдена. Она имеет вид $\tilde{Ra}_{\text{дет}} = B_{0p} + B_{1p} \Delta_{y(p)}$. (Здесь B_{0p} , B_{1p} — коэффициенты регрессии; Δ_y , Δ_p — соответственно усадка и разбивка отверстия на режущей стадии воздействия.) Величина усадки отверстия подставляется в нее со знаком "минус", разбивка — со знаком "плюс". Величины коэффициентов B_{0p} и B_{1p} , определенные при различных сочетаниях параметров микрорельефа инструмента и натяга предварительного пластического деформирования приведены в табл. 2, из которой напрашивается вывод: усадка отверстия наиболее сильно влияет на шероховатость поверхности при $\Gamma_k = 7$ и 17 мкм, $\text{Ш}_k = 0,5$ мм и $i = 0,25$ мм, а также при $\Gamma_k = 7$ мкм, $\text{Ш}_k = 1,0$ мм и $i = 1$ мм.

Таблица 2

i , мм	Γ_k , мкм	Ш_k , мм	B_{0p}	B_{1p}
0,25	0	0	1,704	+0,0154
1,0	0	0	1,129	-0,0023
0,25	7	0,5	1,938	+0,0425
1,0	7	0,5	1,342	+0,0077
0,25	17	0,5	1,760	+0,0386
1,0	17	0,5	0,783	-0,0134
0,25	7	1,0	1,291	+0,0234
1,0	7	1,0	2,169	+0,0489
0,25	17	1,0	1,252	-0,0192
1,0	17	1,0	1,074	+0,0027
0,25	7	1,5	1,312	-0,0274
1,0	7	1,5	1,451	+0,0347
0,25	17	1,5	0,933	-0,0273
1,0	17	1,5	1,212	+0,0383

Новая сталь для лонжеронов

Д-р техн. наук Р. Е. ГЛИНЕР

ОАО "ГАЗ"

Традиционно в отечественной практике изготовления лонжеронов рам грузовых автомобилей используется горячекатаный прокат, поступающий с металлургических предприятий в виде заготовок — полос длиной до 6 м из стали 25пс. Прочностные свойства этой стали обеспечиваются за счет повышенного содержания углерода, что нежелательно для заготовок, обрабатываемых холодной штамповкой: пластичность металла небольшая, а уровень вязкости не соответствует нормам при низких температурах. Кроме того, поверхность полос, как правило, не удовлетворяет требованиям, предъявляемым к окрашиваемым деталям. Причина последнего — несовершенная технология полистового травления, применяемая металлургами для очистки проката от окалины.

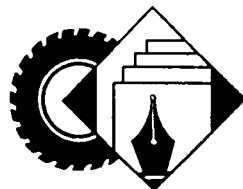
При постановке на производство автомобилей семейства "ГАЗель" в

ОАО "ГАЗ" решили использовать новые технологию и материал, лишённые перечисленных недостатков. Для изготовления лонжеронов применили толстолистовой рулонный прокат из новой низколегированной стали 15ЮТА повышенной прочности, прототипом для которой выбрали сталь 18ЮТ ОАО "Северсталь" (г. Череповец). Полученная сталь отличается от прототипа более низким содержанием углерода (0,12—0,18 %), кремния и марганца, а также вредных примесей — серы и фосфора. При этом для сохранения прочности эта сталь микрولةгирована алюминием и титаном. В результате она оказалась лучше стали 25пс по пластичности (хорошо штампуется), ударной вязкости (не менее 39 Дж/см² при 233 К, или -40 °С) и не уступает ей по механическим свойствам. Так, минимальное относительное удлинение у нее

составляет не менее 30 % (на 4 % выше, чем у стали 18ЮТ); предел текучести и временное сопротивление у нее соответственно равны 275—390 (39) и 370—540 Н/мм² (54 кгс/мм²). Это лучшие показатели среди известных листовых сталей повышенной прочности.

На металлургическом предприятии стальной лист подвергается роспуску на рулоны, ширина которых учитывает размеры будущих заготовок. На автозаводе остается рулоны размотать и нарезать заготовки необходимой длины. "Серповидность" такой заготовки оказывается в пределах 5 мм на длине 4,5 м, что намного меньше норм для полосового проката и позволяет уменьшить ширину заготовки на 4—5 %, а значит, снизить количество отходов при штамповке.

Решена при новой технологии и проблема качества поверхности: рулонная сталь очищается от окалины однородным непрерывным травлением и тщательно после него промывается.

**ИНФОРМАЦИЯ****КОЛЕСО И ШИНА**

Шина — неотъемлемая часть автомобиля. Тем не менее еще на заре автомобилестроения их производством занялись заводы, имевшие дело с изделиями из резины. Что было, в общем-то, логично. Как и то, что металлическую часть автомобильного колеса изготавливали сами производители АТС. Но так две части единого целого оказались разделенными "ведомственными" барьерами.

Правда, за рубежом в годы, когда выпуск автомобилей становился

массовым и в связи с этим изготовители комплектующих начали все теснее сотрудничать с головными (сборочными) автозаводами, по тому же пути пошли изготовители шин и колес. Теперь они очень тесно, вплоть до объединения в ассоциации, взаимодействуют с изготовителями автомобилей.

У нас, к сожалению, такого пока нет. В итоге шинники создают изделие, рассчитанное не на конкретное колесо, т. е. на конкретную мо-

дель автомобиля, а по принципу "не уступает зарубежному аналогу". Очевидно, что такая несогласованность дорого обходится и шинникам, и автомобилестроителям.

Именно этой проблеме главным образом и был посвящен "круглый стол" "Колеса и шины", проведенный в рамках юбилейной конференции в МГТУ "МАМИ" в сентябре 1999 г.

В его работе приняли участие представители автозаводов, пред-

приятый по производству колес и шин, вузов и НИИ, и многие из них подтвердили важность поставленной проблемы: действительно, изготовители шин, колес и автомобилей пока еще редко находят общий язык, что, в конечном счете, негативно отражается на качестве и каждого компонента, и автомобиля в целом.

Один характерный пример. Оказывается, ободья некоторых колес отечественного производства имеют кривые закраины только потому, что автозаводы никогда и не требовали делать их прямыми. При этом сами колесные предприятия в последнее время заметно повысили свой технологический уровень и готовы теперь выпускать продукцию, действительно не уступающую по качеству зарубежной.

Это касается и колесных производств, имеющих на самих автозаводах. Пожалуй, серьезную реконструкцию претерпело такое производство лишь в ОАО "ГАЗ".

Одна из многолетних проблем отечественного автомобилестроения — проблема окраски. Причем если в окраске кузовов автомобилей в последнее время достигнут определенный прогресс, то с колесами дело обстоит хуже: они в большинстве своем все так же ржавеют в течение первого года эксплуатации. Однако и за решение этой проблемы, наконец, взялись, а на ГАЗе, например, ее уже решили.

Ряд заводов, среди которых немало таких, которые раньше колесами не занимались, освоили выпуск большой номенклатуры колес из легких сплавов. Некоторые их модели даже успешно экспортируются. Но есть и неудачные образцы, что объясняется не только отсутствием опыта у производителей, но и недостаточной проработанностью самих принципов проектирования легких колес: многое делается "наобум".

В шинном производстве проблем не меньше, хотя и положительных изменений произошло немало.

Так, создано множество новых моделей, освоены новые типораз-

меры, в том числе сверхнизкопрофильные, однако при этом острой для шинников остается проблема стабильности качества. В результате в одной партии шин можно обнаружить как не уступающие, так и уступающие зарубежным аналогам. Потребитель, зная это, вынужден ограничивать нагрузки и скорости движения, т. е. недоиспользовать возможности, закладываемые в автомобиль конструктором.

Причины нестабильного качества очевидны: низкая технологическая дисциплина, изношенное оборудование и частые вынужденные замены материалов. То есть они находятся "внутри" шинной отрасли, и, в принципе, преодолимы.

Иное дело — связи с заказчиком (автомобилестроением).

Понятно, что шина должна быть не только "круглой и черной", но и соответствовать конкретному автомобилю по другим параметрам. Однако четких обоснованных требований разработчики автомобилей шинникам, как правило, не выдвигают.

Пример. Для автомобиля ЗИЛ-5301 "Бычок" была создана довольно жесткая шина "грузового" типа, освоено ее производство. Между тем обод колеса данного автомобиля — неразъемный, подобный ободьям легковых автомобилей. Однако шинников об этом не "предупредили". В результате оказалось, что собрать узел, не повредив закраины обода и борт шины, чрезвычайно трудно.

Второй пример. При подготовке производства ВАЗ-2108 была разработана шина, превосходившая шину фирмы "Мишлен" по характеристикам увода. Однако ВАЗ, не доверяя шинникам, потребовал точно повторить характеристики зарубежного аналога, т. е. сделать большой шаг назад. Сама же фирма "Мишлен" через некоторое время свою шину модернизировала, а мы остались с устаревшей.

Помимо ведомственной разобщенности вредит делу и разобщенность "независимо-государствен-

ная": взаимодействие предприятий, находящихся в разных странах СНГ, поставлено особенно плохо. Между тем очевидно, что добиться высоких результатов на рынке можно только сообща. Для этого на первых порах достаточно объединить усилия по НИОКР и договориться о квотировании выпускаемой продукции.

Пока же тенденция такова: один завод вкладывает средства в создание мощностей для выпуска нового типоразмера колес или шин, а другой в это время несет убытки из-за недогрузки аналогичных, уже существующих у него мощностей. Разумным это назвать нельзя, даже помня о пользе здоровой конкуренции. Ведь, например, шинным заводам приходится конкурировать со все укрупняющимися зарубежными фирмами. Выиграть в этой борьбе мелкие производители не могут даже теоретически.

Та же причина — разобщенность — делает практически невозможной успешную работу на перспективу. Например, известно, что за рубежом давно занимаются колесом с упруго-деформируемыми спицами (для мотоциклетной техники). Подобные наработки есть и в России, в МГТУ имени Н. Э. Баумана (колеса такого типа применялись еще на первом советском луноходе), однако для их реального использования в автотехнике еще очень далеко. Ускорить процесс можно, лишь объединив силы ученых и производственников. Ни одному из заводов в отдельности подобная задача не по силам.

Таким образом, вопрос об объединении более чем назрел. Это понимают и производители колес, и шинники, и автомобилестроители, и ученые. Поэтому итогом круглого стола стало следующее решение: образовать "Ассоциацию производителей колес и шин"; учредительную конференцию провести в апреле 2000 г. в МГТУ "МАМИ".



УДК 629.113.681.51/.54

ИСПОЛНИТЕЛЬНЫЕ МЕХАНИЗМЫ ДЛЯ СПСА

Ф. К. ДЬЯКОВ

МАДИ (ТУ)

Системы предотвращения столкновений автомобилей (СПСА) из области фантастики постепенно превращаются в реальность. Современная электроника дает такую возможность. Но электронные устройства, к сожалению, решают лишь часть задачи — обрабатывают информацию и формируют управляющие сигналы. Отрабатывать же управляющие команды должны исполнительные механизмы. И именно они, как свидетельствует опыт, оказались тем "узким" местом, которое затрудняет решение всей задачи.

Возьмем, к примеру, выбор источника энергии. Известно, что в случае легкового автомобиля таких источников два — гидравлические насосы высокого давления, приводимые от ДВС, или разрежение во впускном коллекторе последнего. Причем ясно, что гидронасосами оснащаются лишь автомобили, имеющие АБС или гидроусилитель руля. Данный способ конструктивно реализуется добавлением необходимого числа потребителей к штатному насосу или к более мощному, устанавливаемому вместо штатного, и ясно, что он неприемлем для автомобилей, у которых нет АБС или гидроусилителя руля, т. е. нет штатного гидронасоса; второй, наоборот, приемлем для любого автомобиля, но он сложнее в реализации, поскольку требует изменения существующих на автомобиле приводов.

Или такой вопрос: каким быть приводу — автоматическим или полуавтоматическим, т. е. предусматривающим возможность вмешательства в его работу водителя?

Кроме того, привод (как и СПСА в целом) должен быть надежным, недорогим и в производстве, и в эксплуатации.

Как решаются эти и другие не названные здесь проблемы, рассмотрим на примерах реально выпускаемых интегральных исполнительных механизмов.

Первый из таких примеров — механизм, созданный в ХАДИ (а. с. № 1281467, СССР). Здесь в качестве источника энергии использован гидронасос рулевого управления, а сам механизм включает штатные гидравлическое рулевое управление и гидравлический тормозной привод, к которым добавлен клапанный узел управления. Назначение механизма — автоматическое подтормаживание колес внутреннего борта автомобиля при движении на повороте. Очевидно, что в момент экстренного торможения на повороте, т. е. при нажатии на тормозную педаль, он отключается.

В германском патенте № 36156388.1992 в качестве источника энергии для интегрального исполнительного механизма тоже служит насос гидроусилителя рулевого управления. Но у него не одна, а три ветви — привода механизмов топливоподачи, сцепления и тормозных механизмов. В итоге реализуются следующие функции: поддержание заданной и ограничение максимальной скорости движения АТС; автоматическое управление сцеплением (педаль сцепления на АТС отсутствует); управление противобуксовочным устройством. При наличии дальномера система может автоматически поддерживать дистанцию до впереди идущего автомобиля и тормозить автомобиль-носитель.

У данного механизма есть два безусловных достоинства. Во-первых, если автомобиль оснащен гидроусилителем руля или АБС, то установка этого механизма не требует существ-

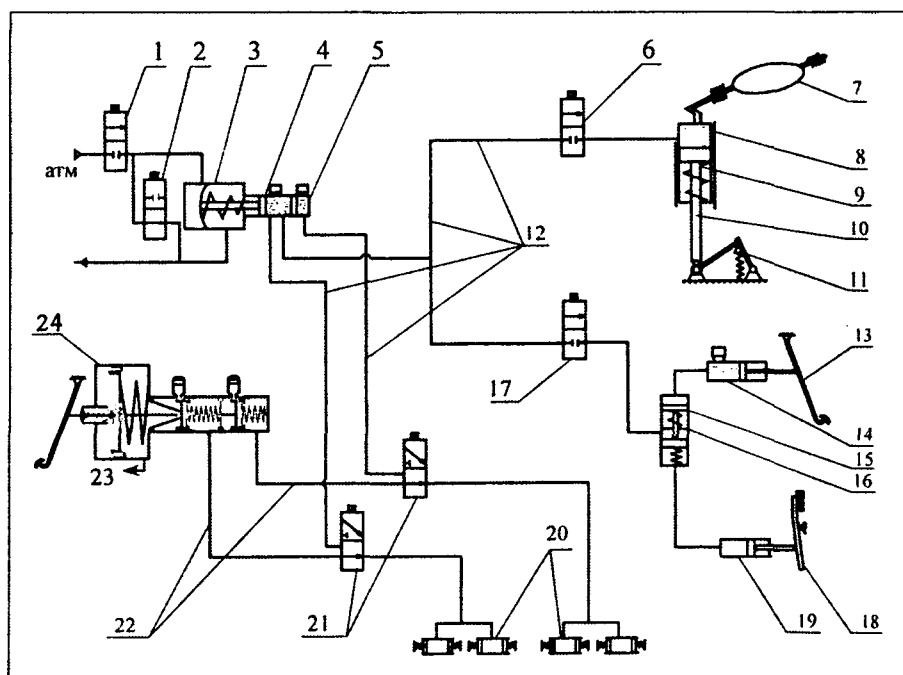
венных переделок и усложнения типовой конструкции систем управления режимом движения. Во-вторых, у него очень высокая степень интеграции — один источник энергии на четыре потребителя (приводы дроссельной заслонки, сцепления, тормоза и рулевого управления).

Большой объем работ по интегральным исполнительным механизмам ведется в США. Например, фирма "Транстех Индастриал" создала (пат. № 4499793.1992) механизм управления положением дроссельной заслонки, сцеплением и коробкой передач. Источником энергии для него служит разрежение во впускном коллекторе ДВС, поэтому конструкцией предусмотрены вакуумные насос, ресивер и силовые камеры. Это влечет за собой необходимость значительных переделок типовой конструкции автомобиля. Кроме того, установка вакуумного ресивера требует дополнительного пространства. При отказе любого из элементов схема будет работать с недостаточной эффективностью, так как энергии разрежения во впускном коллекторе не хватит для обеспечения нужного ее быстродействия.

Над проблемами интегральных исполнительных механизмов интенсивно работают в МАДИ (ТУ). Результат этой работы — несколько таких механизмов. Один из них, например, управляет механизмом топливоподачи, сцеплением и, кроме того, автоматизирует штатный гидроракуумный усилитель тормозов. Другими словами, автоматизирует процесс снижения скорости автомобиля торможением двигателем, системой "двигатель + тормозные механизмы" и только тормозными механизмами. Очень важно, что механизм способен корректировать действия водителя в тех случаях, когда тот нажимает на педаль тормоза недостаточно сильно, и что его составной частью стал штатный гидроракуумный усилитель тормозов.

Сейчас в МАДИ (ТУ) заканчивается разработка еще одного механизма, состоящего из трех ветвей управления (топливоподача, сцепление, тормоза). В его состав входят (см. рисунок) четыре узла. Это общий силовой элемент, состоящий из вакуумной камеры 3, управляемой с помощью электромагнитных клапанов 1 и 2, и гидроцилиндра 5, от которого расходятся контуры управления механизмом топливоподачи, сцеплением и тормозами; привод механизмов топливоподачи, имеющий плавающий силовой гидроцилиндр 8, который включен в разрыв тяги 10 привода дроссельных заслонок 7; управляющий электромагнитный клапан 6, который соединен трубопроводом 12 с главным гидроцилиндром 5; привод сцепления, который состоит из разделительного гидроцилиндра 16, рабочего цилиндра 19, электромагнитного клапана 17, соединенного трубопроводом 12 с главным гидроцилиндром 5; привод тормозных механизмов (два двухпозиционных электромагнитных клапана 21, врезанных в разрыв трубопроводов 22 штатной тормозной системы автомобиля и соединенных с главным гидроцилиндром 5). Он обеспечивает те же режимы торможения, что и предыдущий механизм. Циклограмма работы клапанов заложена в программе электронного блока управления. Применим как в гидравлической, так и в пневматической системах тормозов.

При торможении двигателем на основании информации, полученной от датчиков и обработанной в бортовом компьютере, селектор команд подает управляющие сигналы на электромагнитные клапаны 1, 2 и 6. При этом клапаны 1 и 6 открываются, а клапан 2 закрывается, разобщая вакуумную и атмосферную полости вакуумной камеры 3. Из-за разности давлений мембрана перемещается вправо (по схеме), толкая поршень 4, вытесняющий жидкость в магистраль 12. Далее эта жидкость попадает в плавающий гидроцилиндр 8, который, преодолевая усилие пружины 9, сдвигается вверх и закрывает дроссельные заслонки 7. Если установившееся замедление необходимо сохранить, селектор подает управляющий сигнал на закрытие



клапана 6, и магистраль за ним остается под давлением. Для того чтобы открыть дроссельные заслонки, управляющие сигналы закрывают клапан 1 и открывают клапан 2, в результате чего давление по обе стороны мембраны выравнивается, и она под действием возвратной пружины перемещает поршень 4 влево. Жидкость через открытый клапан 6 под действием пружины 9 и пружин, возвращающих дроссельную заслонку в исходное положение (на схеме не показаны), направляется в главный гидроцилиндр.

При управлении положением дроссельных заслонок водителем силовой цилиндр 8 перемещается заодно с тягой 10, так как усилие пружины 9 под поршнем цилиндра 8 значительно превышает усилие в приводе.

Если нужно замедления двигателя тормоз явно не обеспечивает, система работает в режиме комбинированного торможения. Для этого селектор включает электромагнитные клапаны 21, которые разобщают главный тормозной цилиндр штатной тормозной системы и тормозные механизмы 20 и соединяют их через трубопроводы 12 с главным гидроцилиндром 5 интегрального механизма. При открытом клапане 1 и закрытом клапане 2 мембрана продолжает перемещаться вправо, поршень 4 выталкивает жидкость в трубопроводы 12 и далее

через открытые клапаны 21 — в колесные тормозные цилиндры 20.

Вариант, когда совместному торможению предшествует торможение двигателем, тоже есть. В этом случае в момент подачи управляющих сигналов на электромагнитные клапаны 21 клапан 6 закрыт, магистраль привода дроссельных заслонок находится под давлением, заслонки закрыты. То есть при включения комбинированного режима мембрана и поршень 4 должны совершить второе перемещение вправо.

Есть и вариант, когда управляет сам водитель. В этом случае клапаны 21 закрыты, т. е. трубопроводы штатной тормозной системы открыты и соединяют главный тормозной цилиндр автомобиля с колесными тормозными цилиндрами 20. Трубопроводы 12 заблокированы, штатный вакуумный усилитель 23 работает.

Выше уже упоминалось, что механизм может корректировать действия водителя. Так, если водитель слабо нажал на педаль тормоза, то бортовой компьютер по сигналам датчиков (дальномера) определяет: дистанция безопасности мала. Тогда селектор команд подает сигнал на электромагнитные клапаны 1, 2 и 21. Последние соединяют магистраль 12 с колесными тормозными цилиндрами, мембрана с поршнем 4 перемещается вправо, вытесняя жидкость под большим давлением в колесные цилиндры 20.

Такова общая схема работы механизма. Но у нее есть и нюансы.

Например, известно, что комплексное торможение эффективно лишь в некоторых пределах частот вращения коленчатого вала двигателя: на частоте холостого хода, скажем, двигатель, если его использовать как тормоз, может остановиться. Поэтому программой предусмотрено: селектор в случае приближения к такой частоте подает сигнал на открытие электромагнитного клапана 17, расположенного в ветви привода сцепления. (Такая команда может быть сформирована по сигналу датчика частоты вращения коленчатого вала или по сигналам датчиков скорости движения и номера включенной передачи.) Клапан 17 сообщает главный гидроцилиндр 5 с разделительным цилиндром 16. При этом жидкость, вытесняемая из цилиндра 5, давит на поршень 24, который, в свою очередь, выдавливает ее в рабочий гидроцилиндр 19 сцепления.

Поршень этого цилиндра перемещает своим штоком вилку 18 сцепления и выключает сцепление. (Чтобы жидкость под давлением не пошла в главный цилиндр сцепления 14, в разделительном цилиндре установлен специальный поршень 15, который удерживается в верхнем положении, перекрывая выход.) При включении сцепления жидкость под действием силы пружин выдавливается обратно в главный цилиндр 5 интегрального исполнительного механизма.

Если сцепление выключает водитель, то он, нажимая на педаль 13, вытесняет жидкость из главного цилиндра сцепления 14 в разделительный цилиндр 16. Жидкость давит на поршень 15, который своим выступом давит на поршень 24. Далее все происходит так же, как и при работе сцепления в автоматическом режиме.

Педали тормоза и сцепления оснащаются концевыми выключателями. При вмешательстве в работу

водителя с помощью этих выключателей формируются сигналы для компьютера, который через селектор команд управляет клапанами схемы. При этом клапаны 1, 6 и 17 закрываются, клапан 2 открывается, а клапаны 21 переходят в положение, соответствующее работе штатной тормозной системы.

Данный привод в СПСА достаточно прост по устройству, его установка не требует каких-либо серьезных изменений конструкции автомобиля или его отдельных агрегатов.

И последнее. Рассмотренный механизм способен делать не менее трех ходов в секунду. Это означает, что он обеспечит самое экстренное торможение любого автомобиля на сухой асфальтобетонной дороге (например, автомобиля ГАЗ-24: время, через которое будет выключено его сцепление после начала комбинированного торможения, составляет всего 0,42 с).

УДК 629.574(083.74)"313

ПЕРСПЕКТИВЫ НОРМИРОВАНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АТС

Кандидаты техн. наук А. П. ГУСАРОВ и М. Е. ВАЙСБЛЮМ
НИЦИАМТ

По сложившейся практике, все вновь вводимые Правила ЕЭК ООН, по существу, повторяют нормы директив Европейского союза, а по срокам обычно отстают от последних. Поэтому, анализируя перспективы западного нормирования выбросов вредных веществ автотранспортными средствами, начинать нужно именно с директив ЕС.

Легковые (категория М1) и грузовые (категория N1) автомобили

Требования по экологии для этих категорий АТС, действующие с 2000 г. ("Евро-3"), и те, которые начнут действовать с 2005 г. ("Евро-4"), регламентируются директивой № 98/69 ЕС Общего рынка, опубликованной в конце декабря 1998 г. Нормативные значения выбросов вредных веществ и степень их ужесточения по отношению к требованиям 1996 г. приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что эта степень непрерывно возрастает. Так, если за первые четыре года нормы стали жестче в среднем на 30 %, то в следующие пять лет — уже на 40—50 %. При этом и сама процедура испытаний становится строже. Например, в случае "Евро-2" городской испытательный цикл не включал такого

"грязного" периода работы двигателя, как его прогрев. Сейчас, в требованиях "Евро-3", четко оговорено, что в цикл включены первые 40 с прогрева, т. е. выбросы за этот период обязательно учитываются при всех расчетах и анализах.

Появились и другие нововведения.

Первое. С 2001 г. все АТС категорий М1 и N1 должны иметь бортовую систему диагностики двигателя по экологическим показателям, и, если значение хотя бы одного из показателей, которые вошли в перечень критических (табл. 2), выходит за установленные пределы, транспортное средство считается неисправным, т. е. не соответствующим требованиям безопасности.

Второе. С 2001 г. испытания по городскому циклу будут проводить при температуре окружающего воздуха, равной 266 К (−7 °С). При этом выбросы монооксида углерода не должны превышать 15 г/км, а углеводородов — 1,8.

Третье. Одновременно с директивой № 98/69 ЕС вступает в силу директива № 98/70, регламентирующая характеристики моторных топлив. Так, она устанавливает, что с 2000 г. содержание серы в бензинах не должно превышать 150 млн^{−1}, в дизельных топливах — 350 млн^{−1}; для бензинов верхний предел по содержанию бензола — 1 %, по ароматическим углеводородам — 42 %. С 2005 г. нормы еще жестче: серы в бензинах может быть не больше 50 млн^{−1}, ароматических углеводородов — не больше 35 %; серы в дизельных топливах — до 50 млн^{−1}, т. е. норма та же, что и для бензинов.

Требования; год начала действия	Категория и класс АТС	Выброс	Норма выброса, г/км		Ужесточение норм выброса по сравнению с нормами "Евро-1", %	
			бензиновый двигатель	дизель	бензиновый двигатель	дизель
"Евро-2", 2000	M1 и N1 с полной массой до 1305 кг	Монооксид углерода	2,3	0,64	30	40
		Углеводороды	0,2	—	40	—
		Оксиды азота	0,15	0,50	40	20—40
		Углеводороды + оксиды азота	—	0,56	—	20—40
		Частицы	—	0,05	—	35—50
"Евро-3", 2005		Монооксид углерода	1,0	0,50	70	54
		Углеводороды	0,10	—	70	—
		Оксиды азота	0,08	0,25	68	60—70
		Углеводороды + оксиды азота	—	0,30	—	58—68
		Частицы	—	0,025	—	68—75
"Евро-2", 2000	N1 с полной массой от 1305 до 1760 кг	Монооксид углерода	4,17	0,80	—	—
		Углеводороды	0,25	—	—	—
		Оксиды азота	0,18	0,65	—	—
		Углеводороды + оксиды азота	—	0,72	—	—
		Частицы	—	0,07	—	—
"Евро-3"; 2005		Монооксид углерода	0,81	0,63	—	—
		Углеводороды	0,13	—	—	—
		Оксиды азота	0,10	0,33	—	—
		Углеводороды + оксиды азота	—	0,039	—	—
		Частицы	—	0,04	—	—
"Евро-3"; 2000	N1 с полной массой более 1760 кг	Монооксид углерода	5,22	0,95	—	—
		Углеводороды	0,29	—	—	—
		Оксиды азота	0,21	0,78	—	—
		Углеводороды + оксиды азота	—	0,86	—	—
		Частицы	—	0,10	—	—
"Евро-4"; 2005		Монооксид углерода	2,27	0,74	—	—
		Углеводороды	0,16	—	—	—
		Оксиды азота	0,11	0,39	—	—
		Углеводороды + оксиды азота	—	0,46	—	—
		Частицы	—	0,06	—	—

Автомобили большой грузоподъемности

Самое большое нововведение последних лет по этим АТС состоит в том, что еще в декабре 1997 г. Европейская Комиссия одобрила поправки к директиве 88/77 ЕС, регламентирующей экологические показатели большегрузных АТС, а спустя год их узаконили совет министров и парламент ЕС. Суть поправок: нормы "Евро-3" с октября 2000 г. распространены на газовые и газодизельные варианты двигателей, устанавливаемые на эти АТС. Нормы, естественно, как и в случае автомобилей категорий M1 и N1, существенно (в среднем на 30 %) ужесточены по сравнению с нормами "Евро-2" (табл. 3). Испытания будут вестись по трем циклам — ESC, ETC и ELR (первые два предназначены для определения выбросов вредных веществ, третий — дымности отработавших газов). Но сами циклы претерпели некоторые изменения.

В частности, цикл ESC по принципу построения очень близок к прежнему 13-ступенчатому. Но техническая служба, проводящая испытания, имеет право проверить на содержание оксидов азота три любые ("случайные") точки, лежащие в пределах заданных диапазонов нагрузок и частот вращения коленчатого

вала дизеля. При этом оговаривается, что содержание оксидов в "случайных" точках не должно быть больше, чем на 10 %, их содержания в соответствующих ближайших точках цикла.

Такое дополнение вполне закономерно. Опыт сертификации убедил зарубежных специалистов в том, что изготовители двигателей иногда "обходят" испытательный цикл: в точках цикла они обеспечивают нормы выброса оксидов азота, а вне его, т. е. на всех других режимах, мирятся с заведомо завышенными показателями. В итоге двигатель проходит сертификацию, но в целом остается "грязным". Производитель же за счет этого выигрывает в конкурентной борьбе: двигатель получается мощным.

Цикл ETC — с непрерывным (посекундным) изменением нагрузок и частоты вращения коленчатого вала дизеля. Состоит из трех фаз, имитирующих движение АТС в городе, пригороде и на автостраде.

Цикл ELR проводится на тех же скоростных режимах, что и цикл ESC. Кроме того, еще на одной "случайной" точке, выбираемой технической службой. Технология испытаний следующая.

Дизель работает на заданном скоростном режиме и нагрузке 10 %. Затем регулятор подачи топлива быстро

Таблица 2

Категория и класс АТС	Выброс	Критическая норма выброса, г/км	
		бензиновый двигатель	дизель
M1	Монооксид углерода	3,2	3,2
	Углеводороды	0,4	0,4
	Оксиды азота	0,6	1,2
	Частицы	—	0,18
N1 с полной массой до 1305 кг, а также M1 с полной массой 2500 кг	Монооксид углерода	3,2	3,2
	Углеводороды	0,4	0,4
	Оксиды азота	0,6	1,2
	Частицы	—	0,18
N1 с полной массой от 1305 до 1760 кг	Монооксид углерода	5,8	4,0
	Углеводороды	0,5	0,5
	Оксиды азота	0,7	1,6
	Частицы	—	0,23
N1 с полной массой более 1760 кг	Монооксид углерода	7,3	4,8
	Углеводороды	0,6	0,6
	Оксиды азота	0,8	1,9
	Частицы	—	0,28

переводится в положение максимальной подачи. При этом закон нагружения выбирается таким, чтобы частота вращения коленчатого вала не изменялась.

Проверки выполняются на нескольких скоростных режимах. Дымность подсчитывается как средняя для всех режимов.

Это общие принципы. Они, естественно, конкретизируются относительно модификаций дизелей.

Например, при испытаниях обычных дизелей, в том числе дизелей с электронным управлением топливоподачей, рециркуляцией отработавших газов и окислительными нейтрализаторами, применяются циклы ESC и ELR; при испытаниях дизелей, оснащенных каталитическими нейтрализаторами и уловителями частиц — циклы ESC, ETC и ELR, т. е. все три; при испытаниях газовых дизелей — только цикл ETC.

К сказанному в отношении газовых двигателей нужно добавить следующее.

Из приведенной выше идеологии поправок к директиве 88/77 ЕС напрашивается вывод: их разработчики исходили из принципа "нормы нельзя привязывать к конкретным видам топлива". В то же время обойти особенности выбросов при разных топливах полностью не удастся. Например, двигатель при его работе на сжатом природном газе выбрасывает меньше оксида углерода, чем при работе на бензине или дизельном топливе. Но зато гораздо больше метана, который, хотя и не считается токсичным компонентом, усиливает, как и диоксид углерода, "парниковый" эффект. Поэтому в цикле ETC пришлось нормировать не углеводороды в сумме, а лишь метановую их часть. В итоге предельные нормы для обычных дизелей и двигателей,

Таблица 3

Требования	Выброс	Норма выброса, г/(кВт·ч)	Примечание
"Евро-3"	Монооксид углерода	2,10	—
	Углеводороды	0,66	—
	Оксиды азота	5,00	—
	Частицы	0,10	Для дизелей рабочим объемом менее 0,75 л при частоте вращения коленчатого вала 3000 мин ⁻¹ — 0,13
"Евро-4"	Дымность, м ⁻¹	0,8	—
	Монооксид углерода	1,50	—
	Углеводороды	0,46	—
	Оксиды азота	3,50	С 1.10.2008. — 2,0
"Форсированные" (EEV), применяемые на добровольной основе	Частицы	0,02	—
	Дымность, м ⁻¹	0,5	—
	Монооксид углерода	1,50	—
	Углеводороды	0,25	—
"Форсированные" (EEV), применяемые на добровольной основе	Оксиды азота	2,00	—
	Частицы	0,02	—
	Дымность, м ⁻¹	0,15	—

работающих на газе, приняты одинаковыми, для газовых же модификаций дополнительно нормируются и выбросы метана. Однако по желанию производителей ДВС испытательный цикл разрешено ограничивать измерением углеводородов в сумме. Причем норма на предельно допустимое содержание остается той же, как и для метановых углеводородов.

Таковы состояние и перспективы нормирования вредных выбросов автомобильных двигателей в Западной Европе. Что касается России и других стран СНГ, то здесь — явное отставание на четыре года и более. Например, в России с 2000 г. введены нормы не "Евро-3", а лишь "Евро-2".

Это, конечно, все-таки шаг вперед, поскольку они значительно жестче применявшихся ранее (для дизелей АТС большой грузоподъемности — в 2—3 раза, для двигателей легковых автомобилей — даже в 5—6 раз). Но утверждать, что российская промышленность по данному показателю становится конкурентоспособной по отношению к продукции западных фирм, естественно, нельзя. Как и то, что у нее есть возможности наверстать отставание. Прежде всего потому, что реализация более жестких требований повысит себестоимость АТС на ~10 %, что почти автоматически сделает продукцию большинства наших автозаводов просто нерентабельной. Главная причина: у потенциального потребителя нет средств на покупку дорогих АТС. Но мешает и то, что отечественные изготовители комплектующих пока работают без учета интересов автозаводов, т. е. еще не поняли, что связка "автозавод — поставщик комплектующих" в условиях рыночной экономики — это условие и успеха, и выживания обоих.

Результат хорошо известен: автобусные и автомобильные заводы, если они ориентируются на отечественные дизели, не могут сертифицировать свою продукцию даже по отечественным нормам. Явно, как сказано выше, заниженным по сравнению с западными нормами. И ни для кого не секрет, что к 100%-у соответствию наших новых АТС нормам "Евро-2" мы придем не ранее 2003—2005 гг.

Конечно, было бы ошибкой утверждать, что положение полностью безысходное. Наоборот, практически все отечественные производители усиленно рабо-

тают над совершенствованием, в том числе с точки зрения экологической безопасности, своей продукции. Например, ВАЗ довольно успешно уже перешел на выпуск автомобилей, соответствующих требованиям "Евро-2". Есть заделы у ЯМЗ, ЗМЗ и др. Но в целом обстановка не из лучших, и она вряд ли изменится, пока экологией не начнут заниматься и государство, и автозаводы, и заводы по производству двигателей, и поставщики комплектующих, и эксплуатационники. По каким направлениям и как, неоднократно высказывались многие авторы "АП".



За рубежом

УДК 629.114.6(1-87)

МОДЕЛЬНЫЙ РЯД "ШКОДЫ": ДВА СЕМЕЙСТВА — ДВА ПОДХОДА

Марка "Шкода" была не очень широко известна в СССР, так как фирма поставляла в Союз лишь весьма специфическую продукцию — электровозы и седельные тягачи "Шкода-ЛИАЗ". Однако в Европе, особенно в Восточной, в 1970—1980-е годы были весьма популярны легковые "Шкоды". Традиционно они имели заднемоторную компоновку, двигатели водяного охлаждения рабочим объемом 1,05, 1,2 и 1,3 л, четырехдверные кузова седан и двухдверные — купе. Были на счету "Шкоды" и спортивные достижения. Так, в те же 1970-е годы особым успехом на шоссейно-кольцевых трассах пользовалось купе "Шкода-130".

К концу 1980-х здесь разработали новую базовую модель — переднеприводный "Фаворит" в пятидверным кузовом хетчбек, а также его модификации — универсал и пикап. Внешний вид автомобилей семейства создавался при участии итальянских дизайнеров.

Известные политико-экономические изменения, происшедшие в 1990-х годах, дали фирме "Шкода" новые возможности: став частью концерна "Фольксваген", она получила не только финансовую "подпитку", но и технологическую. Поэтому в кратчайшие сроки на основе конструкции "Фаворита" ей удалось разработать, подготовить производство и освоить выпуск нового семейства автомобилей с совершенно иным внешним видом и модернизированными агрегатами. Автомобиль, названный "Фелиция", быстро стал популярным не только в Европе, но и в странах СНГ. Причем оказался единственным европейским автомобилем, успешно конкурирующим с отечественной продукцией, несмотря на "таможенный фактор".

Вслед за "Фелицией" был выпущен автомобиль более высокого класса — на "платформе" "Фольксвагена Гольф". И поскольку, несмотря на нынешнюю принадлежность немецкому концерну, на "Шкоде" весьма

уважительно относятся к собственной истории, этому автомобилю присвоили имя одной из удачных моделей, выпускавшихся в прошлом, — "Октавия". Изготавливают новую "Октавию" на специально построенном современном заводе.

Автомобили семейства "Фелиция", как и его предшественник ("Фаворит"), выпускаются с кузовами трех типов: хетчбек (базовый), универсал ("Фелиция комби") и пикап. Оба пассажирских автомобиля (рис. 1) — пятидверные, причем пятая дверь у хетчбека и универсала одинаковая. Только у второго она "оттянута" назад (увеличен на 0,35 м задний свес), а на месте широкой задней стойки сделано боковое окно.

Задний ряд сидений в обоих кузовах, разумеется, складывающийся, что позволяет увеличить объем багажного отделения универсала в 3, а хетчбека — в 3,5 раза. Кроме того, задние сиденья универсала можно снять: либо все, увеличив объем багажника до 1475 л, либо одно из них, оставив правое двухместное или левое одноместное и освободив тем самым место для длинномерных предметов.

"Фелиция пикап" имеет (рис. 2) цельносварной кузов с открывающимся задним бортом. Его грузоподъемность — 455 кг. Габаритные размеры автомобиля — 4115 × 1635 × 1440, т. е. при той же базе пикап несколько длиннее хетчбека, но короче универсала (см.



Рис. 1



Рис. 2

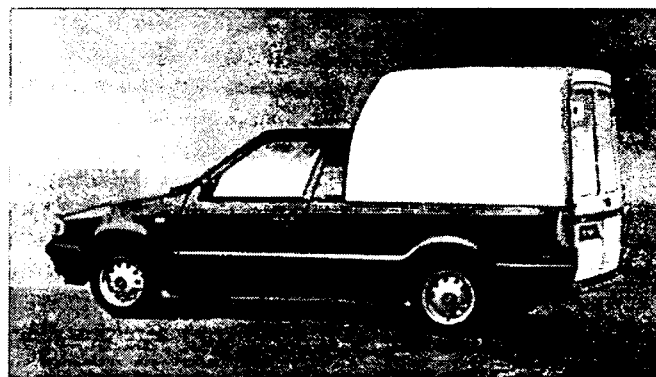


Рис. 3

табл. 1) и выше обоих. Увеличенная (1424 спереди и 1400 сзади) колея колес обеспечивает пикапу хорошую устойчивость при более высоком расположении центра масс. Грузовой отсек может быть закрыт пластмассовой надстройкой с двухстворчатой распашной дверью, т. е. стать полноценным фургоном (рис. 3). В этом случае его грузоподъемность снижается на 30 кг.

Длина грузового отсека пикапа — 1565 мм, минимальная ширина (между колесными нишами) — 1020; объем кузова — 835 л (в фургонном варианте — 2410 л); площадь пола кузова — 2,015 м².

Размеры кузова и прочность панели пола позволяют перевозить груз вместе со стандартным поддоном европейского образца, а крепежные проушины — надежно его фиксировать при движении. Панель пола отштампована таким образом, что все канавки на ее рифленой поверхности имеют "выход" к дренажным

отверстиям, расположенным по углам кузова. Кромки бортов снабжены упругим легко заменяемым кантом, защищающим их от повреждений при погрузке.

В снаряженном состоянии пикап имеет массу 905—995 кг (в зависимости от двигателя), т. е. легче пассажирских моделей; его полная масса, напротив, несколько больше. Тем не менее, по динамическим характеристикам пикап практически не уступает хэтчбеку и универсалу.

Как на пассажирских, так и на грузовых автомобилях семейства "Фелиция" применяются двигатели четырех моделей. Два из них — рабочим объемом 1,289 л — разработаны и выпускаются фирмой "Шкода": карбюраторный, развивающий мощность 43 кВт (58 л. с.) при частоте вращения коленчатого вала 5000 мин⁻¹, и со впрыскиванием топлива, мощностью 50 кВт (68 л. с.). Два других двигателя — фирмы "Фольксваген": 1,6-литровый бензиновый с распределенным впрыскиванием топлива (мощность 155 кВт, или 75 л. с., при 4500 мин⁻¹) и 1,9-литровый дизель (мощность 47 кВт, или 64 л. с., при 4300 мин⁻¹). Двигатели обеспечивают пассажирским "Фелициям" максимальные скорости соответственно 145, 162, 170 и 156 км/ч, пикапу — 135, 155, 161 и 150, фургону — 130, 147, 152 и 138 км/ч.

Кузов "Октавии" — типа хэтчбек, однако внешне его трудно отличить от седана: в заднем свесе отчетливо просматривается "третий объем" (рис. 4). Все кузовные панели оцинкованы с двух сторон, что позволило фирме говорить о 10-летней гарантии от сквозной коррозии.

Выпускается "Октавия" в 11-ти модификациях, образуемых восемью вариантами двигателей и тремя комплектами кузова и ходовой части (LX, GLX и SLX). Кроме того, для трех модификаций предусмотрен и вариант с автоматической четырехступенчатой коробкой передач, тогда как остальные комплектуются лишь штатной механической пятиступенчатой.

Все двигатели — рядные четырехцилиндровые (табл. 2). Среди них три дизеля и пять бензиновых. Самый мощный из последних (110 кВт, или 150 л. с.) — 1,8-литровый турбонаддувный, с пятью клапанами на цилиндр. Кардинально отличаются друг от друга двигатели рабочим объемом 1,6 л: более мощный из них имеет меньший ход и больший диаметр поршня, снабжен выпускным коллектором с изменяемой длиной.

Таблица 1

Параметры	Автомобили "Шкода"		
	"Фелиция"	"Фелиция Комби"	"Октавия"
Тип кузова	Хэтчбек	Универсал	Хэтчбек
Масса автомобиля, кг:			
снаряженного	935*	975*	1175—1300
полная	1420**	1460**	1700—1845
Габаритные размеры, мм:			
длина	3883	4237	4511
ширина	1635	1635	1731
высота	1415	1420	1429
База, мм	2450		2512
Колея передних/задних колес, мм	1420/1380		1516/1492
Объем багажника, л:			
минимальный	272	447	528
при сложенных сиденьях	967	1366	1328
Полная масса прицепа, оборудованного тормозами, кг	900/1000/750***		850—1300

* — с двигателем мод. 1,6 MPI — на 30 кг тяжелее, с дизелем — на 85 кг тяжелее.
 ** — с двигателем мод. 1,6 MPI — на 30 кг тяжелее, с дизелем — на 60 кг тяжелее.
 *** — для модификаций с двигателями рабочим объемом 1,3 л, 1,6 л и дизелем соответственно.

Параметр	Двигатели автомобилей "Шкода Октавия"							
	1,4 MPI/44	1,6 MPI/55	1,6 MPI/74	2,0 MPI/85	1,8 20V turbo/110	1,9 SDI/50	1,9 TDI/66	1,9 TDI/81
Рабочий объем, л	1,397	1,598	1,595	1,984	1,781	1,896	1,896	1,876
Диаметр цилиндра × ход поршня, мм	75,5 × 78	76,5 × 86,9	81,0 × 77,4	82,5 × 92,8	81,0 × 86,4	79,5 × 95,5	79,5 × 95,5	79,5 × 95,5
Максимальная мощность, кВт (л. с.)/ при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	44 (60)/4500	55 (75)/4600	74 (101)/5600	85 (116)/5200	110 (150)/5700	50 (68)/4200	66 (90)/4000	81 (110)/4150
Максимальный крутящий момент, Н · м (кгс · м)/при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	120 (12,2)/2500	135 (13,8)/3200	145 (14,8)/3800	170 (17,3)/2400	210 (21,4)/1750—4600	133 (13,6)/2200—2600	210 (21,4)/1900	235 (24,0)/1900
Степень сжатия	10	9,8	10,3	10,5	9,5	19,5	19,5	19,5
Система питания	Распределительный впрыск с электронным управлением					Непосредственный впрыск с электронным управлением		
Нейтрализатор	Трехкомпонентный каталитический		Трехкомпонентный сбалансированный	Трехкомпонентный каталитический	Трехкомпонентный сбалансированный	Каталитический окисляющий		
Особенности конструкции	—	—	Выпускной коллектор с изменяемой длиной трубы	—	Турбонагнетатель, 5 клапанов на цилиндр	—	Охлаждение наддувочного воздуха	Турбонагнетатель с изменяемой геометрией

Степень сжатия увеличена, по сравнению с менее мощным, с 9,8 до 10,3.

Дизели, устанавливаемые на "Октавию", — одного рабочего объема (1,896 л). Два из них снабжены турбонаддувом, причем в одном случае предусмотрено охлаждение наддувочного воздуха, а во втором — установлен турбонагнетатель с изменяемой геометрией. В последнем случае мощность двигателя выше, несколько больше и крутящий момент.

Все автомобили "Шкода" могут комплектоваться гидроусилителем руля: на "Фелиции" с двигателями рабочим объемом 1,3 л — по заказу, на остальных ее модификациях и на всех модификациях "Октавии" — в качестве стандартного оборудования.

Предусмотрены подушки безопасности и ремни с предварительным натяжением от пиропатрона: на "Октавии" подушка для водителя и преднатяжители ремней обязательны, а боковые подушки и подушка для пассажира — заказные; на "Фелиции" по заказу могут установить все, кроме боковых подушек.

На всех "Шкодах" предусмотрена установка АБС и ПБС, а на "Октавиях", к тому же, может монтироваться и устройство регулирования крутящего момента двигателя (MSP).

"Шкода Октавия" по заказу может быть снабжена системой, контролирующей с помощью ультразвуковых датчиков, расположенных в заднем бампере, расстояние до препятствия при движении задним ходом. При этом водитель слышит прерывистый звук зуммера, частота сигналов которого возрастает по мере приближения препятствия, а при расстоянии до него менее 0,3 м сигнал звучит непрерывно. Система особенно полезна при парковке на тесных городских улицах.

Еще одно не менее полезное устройство — звуковой сигнал, сообщающий водителю о невыключенных фа-

рах, если он вышел из автомобиля и собирается его закрыть.

Несколько слов о колесах и шинах. Для всех модификаций "Фелиции" используется единственный типоразмер шин — 165/70P13, которые монтируются на колеса с размером обода 5,5j × 13. Считается, что они приемлемо работают и на хетчбеке, и на универсале, и на пикапе. В семействе же "Октавия" подход иной. Сравнительно недорого модификации комплектуются колесами 6,0j × 14 с шинами 175/80R14, остальные — 6,0j × 15 с шинами 195/65R15. На самые же дорогие модификации по заказу могут быть установлены легкосплавные колеса различного дизайна размером 6 1/2j × 15 с шинами 205/60R15 и даже 6 1/2j × 16 с шинами 205/55R16.

Такое решение диктуется не только модой, но в первую очередь характеристиками "Октавии". А они у разных модификаций очень резко отличаются. Так, у самой "скромной" (с двигателем 1,4 MPI/44, в комплектации LX, полной массой 1700 кг) максимальная



Рис. 4

скорость равна 155 км/ч, а время разгона до 100 км/ч составляет 18,9 с; у наиболее мощной (SLX — 1,8 20V turbo/110) при полной массе 1285 кг — максимальная скорость 215 км/ч и время разгона до 100 км/ч — 8,5 с; у наиболее экономичной (SLX — 1,9 TDI/81) при полной массе 1845 кг эти показатели составляют соответственно 192 км/ч и 11,3 с.

Как видим, семейства "Фелиция" и "Октавия" построены совершенно по-разному.

Автомобили "Фелиция", созданные на базе собственных разработок, отличаются большим разнообразием кузовов и большей утилитарностью, максимально между собой унифицированы. Автомобиль "Октавия", базирующийся на "платформе" германского происхождения, имеет больше вариантов комплектации и вариантов двигателей, но один кузов.

Таким образом, четко вырисовывается круг потребителей. Если в первом случае это тот, кому нужно

"возить и ездить", то во втором — тот, кому требуется "ездить и иногда возить".

Следует также упомянуть специальные комплектации автомобилей, выпускаемые "Шкодой" на базе "Фелиции" и "Октавии". Это автомобили для полиции, скорой помощи, аварийно-спасательных служб, катафалки, а также автомобили с ручным управлением. Все они изготавливаются серийно на заводах фирмы в рамках так называемой социальной программы "Шкоды".

В ближайшем будущем выпуск "Шкоды Фелиции" планируется наладить в Ижевске на совместном предприятии "Шкода Авто — Удмуртия", а в программе чешских заводов ее место должна занять новая модель — "Шкода Фабия". Кроме того, совместно со специалистами "Фольксвагена" здесь работают над мини-вэном.

Р. В. КОЗЫРЕВ

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Фасхиев Х. А. — Стадия разработки автомобиля. Моделирование конкурентоспособности	1
АСМ-факты	7

КОНСТРУКЦИИ АВТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

Ракомски А. П., Корсаков В. В., Гвоздевич Ю. А., Сочинко Г. С. — Полноприводные автомобили МАЗ	8
Кондаков В. В., Григорьев М. А., Желтяков В. Т., Субботин Ю. Г. — ЭСАУ для силовых агрегатов ЯМЗ	11
Гулиа Н. В., Юрков С. А. — Новая концепция электромобиля	14
Брюханов А. М., Дубасов Н. П., Итбаев В. К., Перлов С. В., Тархов И. Л. — Перспективные компенсаторы для систем выпуска	17
В НИИ, КБ и на заводах	19

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Бражкин Б. С., Кудинов А. А., Миротворский В. С. — Средства контроля распределительных и коленчатых валов ДВС	20
Назаров А. Д. — Дефекты вкладышей коленчатого вала двигателей ЗМЗ-402 и ЗМЗ-53-11	22

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Капуста П. П. — Ресурсное проектирование несущих деталей АТС	24
Балакин Ю. А. — Линия сборки-сварки каркаса пола автомобиля	26
Щедрин А. В. — Микрорельеф инструмента и эффективность комбинированного прошивания отверстий	27
Глинер Р. Е. — Новая сталь для лонжеронов	30

ИНФОРМАЦИЯ

Колесо и шина	30
В Ассоциации автомобильных инженеров	
Дьяков Ф. К. — Исполнительные механизмы для СПСА	32
Гусаров А. П., Вайсблум М. Е. — Перспективы нормирования экологических показателей АТС	34
За рубежом	
Козырев Р. В. — Модельный ряд "Шкоды": два семейства — два подхода	37

Главный редактор Н. А. ПУГИН

Заместитель главного редактора В. Н. ФИЛИМОНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

И. В. Балабин, С. В. Бахмутов, Н. Н. Волосов, В. В. Герасимов, О. И. Гируцкий, В. И. Gladков, М. А. Григорьев, Б. И. Гуров, Ю. К. Есеновский-Лашков, А. Л. Карунин, Р. В. Козырев (ведущий редактор), Ю. А. Купеев, В. И. Пашков, С. И. Попова (ответственный секретарь), А. М. Сереженкин, Н. Т. Сорокин, Г. А. Суворов, А. И. Титков, С. В. Ушаков, Н. Н. Яценко

Ордена Трудового Красного Знамени
издательство "Машиностроение"

Художественный редактор Т. Н. Погорелова
Корректор Л. Е. Соношкина

Сдано в набор 09.12.99. Подписано в печать 17.01.2000.
Формат 60×88 1/8. Бумага кн.-журн. Печать офсетная.
Усл.-печ. л. 4,9. Усл. кр.-отт. 11,76. Уч.-изд. л. 6,65. Зак. 80.

Адрес редакции: 107076, Москва, Стромьинский пер., 4,
комн. 208 и 210
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: Mash.Publ@g23.relcom.ru

Отпечатано в Подольской типографии
Чеховского полиграфического комбината Комитета РФ
по печати, 142110, г. Подольск, ул. Кирова, 25



ФАНТАСТИЧЕСКИЙ МИР ШИН!

ТЕЛ.(02251) 3-43-11,3-43-41

ФАКС:(02251)4-64-85

www.belshina.net

www.belshina.org

www.belshina.com

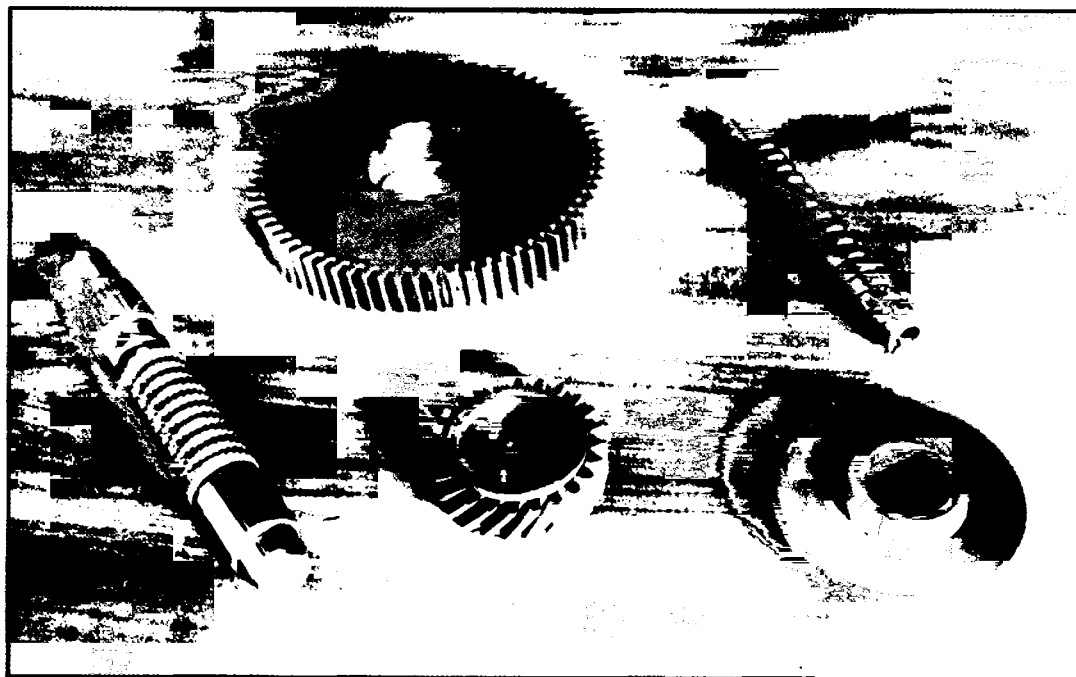


ОАО «ТАЗ»

ПРЕДЛАГАЕТ

РАСТВОР

ДЛЯ ХИМИЧЕСКОГО ОСАЖДЕНИЯ КОМПОЗИЦИОННЫХ НИКЕЛЕВЫХ ПОКРЫТИЙ



- **Раствор позволяет получать** химические никелевые покрытия с высоким содержанием и равномерным распределением частиц второй фазы (алмаза, эльбора, карбидов, оксидов и др.), что обеспечивает хорошие качество покрытия и его функциональные свойства
- **Раствор можно успешно использовать** при изготовлении режущего инструмента сложного профиля с никель-алмазным покрытием (толщиной до 200 мкм) рабочих поверхностей. В частности, правящих шестерен, шеверов, разверток и др.

За дополнительной информацией обращайтесь по адресу:
603004, г. Нижний Новгород, пр. Ленина, ОАО «ТАЗ», УНТ
или по телефону (8312) 56-27-14

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru