

ISSN 0005-2337

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

№ 6 • 2002



2002-6

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

3-я МЕЖДУНАРОДНАЯ ВЫСТАВКА «НАМИ ЭКСПО»

ТРАНСПОРТ И СПЕЦТЕХНИКА ДЛЯ ИНВАЛИДОВ



20 - 23 августа 2002 г.
Москва, НАМИ

Минпромнауки РФ,
Минтруда РФ,
ГНЦ РФ «НАМИ»

объявляют открытый

КОНКУРС

на лучшие разработки
по теме:

ТРАНСПОРТ И СПЕЦТЕХНИКА ДЛЯ ИНВАЛИДОВ

ПРИЗЫ

- 1 место - 70000 руб.
- 2 место - 40000 руб.
- 3 место - 20000 руб.
- 5 поощрительных призов по 2000 руб.

НАПРАВЛЕНИЯ КОНКУРСА

- инвалидные коляски различного назначения;
- легковой и общественный транспорт для инвалидов;
- устройства управления автомобилем и механизмы, обеспечивающие передвижение инвалидов в городской среде;
- реабилитационная техника различного назначения;
- проекты в области транспорта, архитектуры и градостроения по обеспечению жизнедеятельности инвалидов.

Примечание: к конкурсу допускаются изделия, не выпускавшиеся до 1.01.2002.

ДЛЯ УЧАСТИЯ В КОНКУРСЕ

необходимо не позднее 15 июля 2002 г. направить заявку
с описанием предложений в оргкомитет по адресу:
125438, Москва, Автомоторная ул., 2, оргкомитет «НАМИ ЭКСПО»,
e-mail: namiexpo@mtu-net.ru

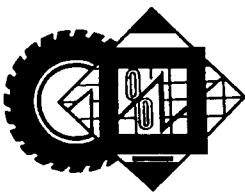
Справки и дополнительная информация:
тел./факс (095) 456-31-96, www.namiexpo.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
НАУКИ И ТЕХНОЛОГИЙ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ,
ОАО "АВТОСЕЛЬХОЗМАШ-ХОЛДИНГ"

№ 6 • июнь • 2002



ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113.001.362

СЕРТИФИКАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОЙ ТЕХНИКИ. ИТОГИ ПЕРВОГО ДЕСЯТИЛЕТИЯ

Канд. техн. наук Б. В. КИСУЛЕНКО

НАМИ

Российской Системе сертификации механических транспортных средств и прицепов — 10 лет. То есть столько же, сколько и развернувшись в начале 1990-х годов переходу от административных методов управления промышленностью к рыночным. И такое совпадение не случайно. В то время почти все крупные автомобильные заводы превратились в акционерные общества, что сразу изменило порядок постановки на производство новой автомобильной техники: если раньше правительство выделяло бюджетные средства на освоение и постановку на производство новой модели только после завершения государственных приемочных испытаний образцов, то теперь государство утратило этот рычаг контроля за безопасностью автомобильной продукции. Осталось одно: ввести, по примеру стран с рыночной экономикой, сертификацию АТС на их безопасность. Это и было сделано. Но с учетом того, что отечественная автомобильная промышленность не могла быстро адаптироваться к международным стандартам. В результате было принято решение о поэтапном применении требований Правил ЕЭК ООН. Так, если в 1992 г. всего таких Правил было 113, то у нас сделали обязательными сертификационными лишь 55, к 2000 г. — 68, а в 2001 г. — уже 104. Причем обязательность их применения стала подконтрольной не только органам по сертификации, выдаю-

щим "Одобрение типа транспортного средства", но и органам государственного надзора за соблюдением стандартов.

Анализ функционирования российской системы сертификации за 10 лет показывает, что она сумела решить две чрезвычайно важные задачи. Во-первых, достаточно надежно перекрыла доступ опасной для потребителя продукции на рынок России; во-вторых, заставила отечественных (и не только) производителей выпускать продукцию более высокого технического уровня, интенсивно заняться совершенствованием конструкции транспортных средств, разработкой и постановкой на производство новых моделей автомобильной техники. Например, за эти годы в выдаче "Одобрения типа транспортного средства" было отказано нескольким десяткам полнокомплектных АТС: автобусам южно-корейской фирмы "Дэу" (мод. BS102, BV120 и BH120), польским "Автосан Н10-11.11" и "Ельч 120", турецким "Отосан Транзит" и "Отомарсан 0302 SV", иранскому "Мерседес-Бенц 0355"; автомобилям "УзДэу Тико" и "Дамас", польскому "Люблин-3374", отдельным моделям американских "Форд" и "Дженерал Моторс", не соответствующим европейским стандартам по приборам освещения; российским транспортным средствам мод. 48631 производства ОАО "Ижнефтемаш"; чешским троллейбусам "Шкода 14ТчМ".

Не получили сертификаты соответствия также многие виды компонентов и запасных частей: противотуманные фары тайваньской фирмы "Сака"; знак аварийной остановки, задние, передние, боковые фонари, проблесковые маяки, противотуманные фары, противотуманный прожектор и задний фонарь турецкой фирмы "Сетплас"; главные тормозные и тормозные цилиндры, тормозные колодки для автомобилей ВАЗ и ГАЗ, предлагаемые рядом отечественных изготови-

телей; москарзовский тормозной кран для ЗИЛ-130; американские тормозные колодки "Кар Квест" для легковых автомобилей; дверные световозвращатели, дополнительные передние фары, фонари торможения фирмы "Фаваз Аль Катиб"; аккумуляторные батареи турецкой фирмы "Мутлу"; штанга стабилизатора ОАО "Автоагрегат" (г. Кинешма); верхний шаровой шарнир ОАО "Курский завод тракторных запасных частей и агромашин" и т. д. И это при всем том, что в действующей системе сертификации не нашла практического применения процедура окончательного отказа в выдаче "Одобрения типа транспортного средства" по первому предъявлению. Почему — понятно: никогда не бывает так, чтобы предъявленные образцы полностью не соответствовали всем требованиям. Чаще всего им не отвечает один или несколько из многих десятков свойств и показателей, поэтому изготовитель такого сложного и дорогостоящего изделия, как автомобиль крупносерийного или массового производства, всегда предпочитает устранить отдельные недостатки, а не менять отлаженные технологии, оборудование, оснастку.

И второе. Как уже упоминалось, хотя по уровню требований по токсичности отработавших газов (табл. 1), шумности, а также оснащенности АБС (табл. 1) мы отстаем от стран Европейского Союза на пять лет и более, не только отечественные, но и зарубежные производители зачастую пытаются поставить продукцию, не соответствующую даже этим требованиям. И все-таки в последние годы отчетливо прослеживается тенденция повышения технического уровня автомобильной техники, прежде всего отечественной. Примеров тому — множество.

Так, грузовая модификация ЗИЛ-5301 и автобус категории М2 ЗИЛ-3250 с двигателем "Катерпиллер" сейчас полностью соответствуют нормам "Евро-2" по токсичности отработавших газов и требованиям Пра-

Таблица 1

Нормы	Период действия	
	Европа	Россия
<i>АТС полной массой более 3,5 т (токсичность отработавших газов)</i>		
"Евро-1" (Правила № 49-02 А)	1994—1996	1998—1999
"Евро-2" (Правила № 49-02 В)	1997—2001	2000—2003 (проект)
"Евро-3" (Правила № 49-03 А)	2002—2004	С 2004 (проект)
"Евро-4" (Правила № 49-03 В1)	2005—2007	Не установлен
"Евро-5" (Правила № 49-03 В2)	С 2008	Не установлен
<i>АТС полной массой менее 3,5 т (токсичность отработавших газов)</i>		
"Евро-0" (Правила № 83-02 А)	1995	1997—1999
"Евро-1" (Правила № 83-02)	1996	1999—2001
"Евро-2" (Правила № 83-03, 04)	1997—2000	2002—2003 (проект)
"Евро-3" (Правила № 83-05 А)	2001—2004	С 2004 (проект)
"Евро-4" (Правила № 83-05 В)	С 2005	Не определен
<i>Требования к шуму АТС</i>		
Правила № 51-01	1988—1994	1997—1998
Правила № 51-02	С 1995	С 1999

вил № 51-02 ЕЭК ООН по уровню внешнего шума. Автобус ЗИЛ-3250, кроме того, отвечает требованиям Правил № 52-01 (общие требования к безопасности конструкции автобусов). Автомобили ЗИЛ-5301 с двигателями ММЗ-245.12С по уровню токсичности отработавших газов удовлетворяют нормам "Евро-1". Продукция автозавода имеет задние и боковые защитные устройства, АБС и корректоры фар.

На КамАЗе в настоящее время закончены работы по сертификации двигателя КамАЗ-740.30, удовлетворяющего нормам "Евро-2". По всем модификациям, имеющим действующие "Одобрения типа транспортного средства", реализуются мероприятия по их доведению до уровня требований Правил № 51-02 (снижение уровня шума на 4—8 дБА). На моделях КамАЗ-53215, КамАЗ-54115, КамАЗ-55111 и КамАЗ-43114 устанавливаются АБС, а на первых трех — и боковые защитные устройства.

УралАЗ имеет согласованную с ЯМЗ программу поставок двигателей ЯМЗ-236НЕ, соответствующих нормам "Евро-2" и обеспечивающих выполнение требований Правил № 51-02 ЕЭК ООН по внешнему шуму; идет подготовка к сертификационным испытаниям модификаций автомобилей "Урал", оборудованных АБС (Правила № 13-09 ЕЭК ООН).

Автомобили ВА3-2104, ВА3-2105, ВА3-2107, ВА3-2110, ВА3-2111, ВА3-2112, ВА3-2131, ВА3-2129, ВА3-

Таблица 2

Категория АТС	Начало применения требований к установке АБС	
	Европа	Россия
N3 (седельные тягачи)	С 01.12.1992	С 01.01.1999
N2, N3 (грузовые автомобили, предназначенные для перевозки опасных грузов)	С 01.12.1992	С 01.01.1997
M3 (класс III — междугородные и туристские автобусы)	С 01.12.1992	С 01.01.1999
O3, O4 (прицепы и полуприцепы, предназначенные для перевозки опасных грузов)	С 01.12.1992	С 01.01.1997
O4 (полуприцепы, кроме предназначенных для перевозки опасных грузов)	С 01.12.1992	С 01.01.1999
N3 (грузовые автомобили, кроме предназначенных для перевозки опасных грузов и седельных тягачей)	С 01.10.1996	С 01.07.2000
M3 (класс II — автобусы пригородного сообщения)	С 01.04.1998	С 01.07.2000
M3 (класс I — городские автобусы), N2 (грузовые автомобили полной массой более 7,5 т, кроме предназначенных для перевозки опасных грузов) и O3 (прицепы и полуприцепы полной массой более 5 т, кроме предназначенных для перевозки опасных грузов)	С 01.04.1998	С 01.01.2002
M2 (автобусы малой вместимости), N2 (грузовые автомобили полной массой до 7,5 т, кроме предназначенных для перевозки опасных грузов) и O3 (прицепы и полуприцепы полной массой до 5 т, кроме предназначенных для перевозки опасных грузов)	С 01.04.1999	С 01.01.2003

2329 и ВАЗ-2130, оснащенные двигателями с впрыском топлива, соответствуют требованиям по токсичности, предъявляемым при сертификации, а некоторые — и современным европейским требованиям.

ГАЗ поставил на производство автомобили семейства ГАЗ-3110, ГАЗ-3302 и ГАЗ-3221, оснащенные дизелями и двигателями с впрыском топлива, соответствующие современным европейским требованиям. Его автомобили семейства ГАЗ-3302 "ГАЗель" вполне отвечают требованиям Правил № 51-02 ЕЭК ООН, а модификации ГАЗ-322132 и ГАЗ-322133 автобусов — Правил № 52-01.

УАЗ имеет автомобили семейства УАЗ-3160, оснащенные двигателями с впрыском топлива и дизелями. ООО "Ликийский автобус" выполнило большой объем работ, чтобы довести свои автобусы до соответствия Правилам № 36-03 (требования к конструкции автобусов), № 48-01 (установка светотехники) и другим требованиям перечня, предусмотренного Системой сертификации.

ДОО "Ижмаш-Авто" с той же целью прекратило производство легкового автомобиля "Иж-412", грузового его варианта "Иж-2715" и в настоящее время наладило выпуск автомобиля "Иж-2126 Ода", а на его базе — "Иж-2717". Сертифицирована модификация с двигателем УЗАМ-331.1000430-50 (распределенный впрыск), соответствующая всем действующим требованиям, в том числе Правилам № 83-03В и 51-02 ЕЭК ООН.

ОАО "Павловский автобус" создало модификации ПА3-3205-07 и ПА3-3205-110, отвечающие требованиям Правил № 13-08 и 13-09 в отношении установки АБС; устранило несоответствия конструкции Правилам № 29-С в отношении прочности кабины грузопассажирского автобуса, а на ПА3-3205 и ПА3-3206 — несоответствия требованиям Правил № 36-03 ЕЭК ООН (противопожарная защита, число и расположение выходов, поручни и опоры для рук).

ОАО "КАВЗ" создало модель автобуса КАВЗ-3976, соответствующую требованиям Правил № 46-01 (рас-

положение внешних зеркал заднего вида), 48-01 (отсутствие верхних габаритных огней) и 66 (сохранение остаточного пространства в салоне).

На ЯМЗ уже есть и сертифицированы семейства дизелей ЯМЗ-236БЕ2, ЯМЗ-236НЕ2, ЯМЗ-238БЕ2, ЯМЗ-238ДЕ2, ЯМЗ-7511.10, ЯМЗ-7512.10 и ЯМЗ-7513.10, предназначенные для автомобилей ЗИЛ, "Урал", МАЗ и КамАЗ, соответствующие уровню требований Правил № 49-02В ЕЭК ООН.

Вместе с тем нельзя не отметить, что в силу финансовых сложностей и отсутствия экономических механизмов, стимулирующих производство и эксплуатацию более современной техники, автозаводы все еще продолжают выпускать и устаревшую продукцию, которую, из-за ее дешевизны, пока более охотно покупают потребители: во-первых, новые модели и модификации значительно дороже, в том числе при техническом обслуживании; во-вторых, они "строже" к качеству моторных топлив. Так, себестоимость дизеля, соответствующего нормам "Евро-1", при его модифицировании до уровня требований "Евро-2" возрастает на 30 %, грузового автомобиля и автобуса с таким дизелем — на 10 %; себестоимость легкового автомобиля — на 5—10 %. При установке нейтрализаторов отработавших газов на автомобили с бензиновыми двигателями необходимо применять исключительно неэтилированные малосернистые бензины. Однако у нас пока нет гарантированного обеспечения поставок таких бензинов во все регионы страны.

Очевидно: настала пора, когда государственное стимулирование производства и эксплуатации экологически чистых автомобилей, а также применение санкций к производителям и потребителям продукции, не соответствующей установленным требованиям по безопасности и экологии, стали необходимостью. И 10 лет, прошедшие с момента начала действия системы сертификации, доказали это.

УДК 629.113.658.66.097.3

СЕРИЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО ОТЕЧЕСТВЕННЫХ НЕЙТРАЛИЗАТОРОВ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ НАЛАЖЕНО

Ю. Г. МЕРЗЛЯКОВ, А. В. ОЛЕЙНИК

ВАЗ, "АвтоВАЗагрегат"

Несмотря на то, что в нашей стране с 1999 г. вводились нормы "Евро-1", а нормы "Евро-2" — лишь с 2001 г., ВАЗ уже в 1995 г. принял решение о поэтапной комплектации своей продукции нейтрализаторами, обеспечивающими требования именно норм "Евро-2". Однако для его реализации нужны были, естественно, нейтрализаторы, поставляемые в массовом количестве. И анализ показал: ни закупка лицензий у ведущих зарубежных фирм, ни участие в государственных программах с 33 отечественными предприятиями и НИИ

различных отраслей народного хозяйства проблему не решат. Поэтому автозавод приступил к разработке собственной конструкции. Тем более что к этому времени на Уральском электрохимическом комбинате на базе лицензионного соглашения с корпорацией "Энгельгард" уже начался выпуск автомобильных каталитических блоков с производственной программой — 2 млн. блоков в год.

В качестве основы конструктивных решений по нейтрализатору 2110-1206010 приняли вариант, используемый большинством зарубежных автомобильных фирм, т. е. керамический сотовый блок с покрытием (катализатор), размещаемый в двух штампованных полукорпусах и удерживаемый от продольных перемещений с помощью терморасширяющейся прокладки (рис. 1).

Объем катализатора, габаритные размеры и формы нейтрализатора были приняты аналогичными изделиям

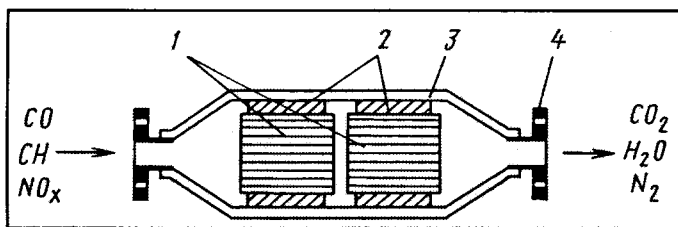


Рис. 1. Схема каталитического нейтрализатора отработавших газов:

1 — каталитический блок; 2 — терморасширяющаяся прокладка; 3 — корпус; 4 — присоединительные элементы

фирм "Олсон", "Валкер" и "Дженерал Моторс", применяемым на экспортных модификациях автомобилей ВАЗ. Нейтрализаторы отечественной разработки, как и зарубежные, — неразборные и неремонтопригодные. Они имеют несколько модификаций (для автомобилей ВАЗ-2112, ВАЗ-2123, ВАЗ-1119), отличающихся от базового только присоединительными элементами. Их корпуса, как и корпуса аналогов зарубежного производства, в процессе работы нагреваются до 1120 К (250 °С) и более. Поэтому на кузове автомобилей и нижней части нейтрализатора необходимо устанавливать тепловые экраны. С целью уменьшения вибрационных нагрузок фланец нейтрализаторов выполняется под шарнирное соединение по типу конструкции фирмы "Опель" (нейтрализатор мод. 2110), в приемную трубу вводится компенсатор колебаний (нейтрализатор мод. 2123) или между коллектором двигателя и приемной трубой устанавливается компенсатор, аналогичный компенсатору фирмы "Ивко" (нейтрализатор мод. 2112).

Все корпусные детали нейтрализатора — из нержавеющей стали.

Таковы конечные результаты. Однако, чтобы их получить, пришлось сделать многое. В частности, разработать методы оценки функциональных свойств нейтрализатора и проверить их на практике. Провести всесторонние исследования неплохо зарекомендовавших себя нейтрализаторов, выпускаемых американскими фирмами "Рочестер", "Валкер", "Олсон", германскими "Ляйстриц", "Эмитек", финской "Кемира", и на их основе разработать (под руководством НАМИ) ряд руководящих документов. В том числе такие, как РД 37.001.694—96 ("Испыта-

ния надежности вибротермошоком"), РД 37.001.695—96 ("Испытания стабильности каталитических свойств термоциклированием"), РД 37.001.611—94 ("Оценка герметичности"), РД 37.001.639—93 ("Определение газодинамического сопротивления") и РД 37.001.608—92 ("Определение температуры начала эффективной работы нейтрализатора"). Затем — испытать разработанные варианты нейтрализаторов по методикам РД.

И нельзя не отметить: такой алгоритм работы полностью себя оправдал. Так, испытания нейтрализатора фирмы "Кемира" по методике РД 37.001.694 показали: этот нейтрализатор не отвечает требованиям эксплуатации (места крепления металлоблока с корпусом быстро разрушаются). Не выдержал испытаний по РД 37.001.695 и нейтрализатор фирмы "Олсон": хотя в исходном состоянии показатели его эффективности удовлетворительны, после 2 тыс. термоциклов он плохо справляется с углеводородами и оксидами азота. Поэтому опытные образцы нейтрализаторов мод. 2110 проводили именно по этим РД. Было установлено: наилучшие результаты дает нейтрализатор, имеющий каталитические блоки с покрытием "платина + родий" при их соотношении 5:1 и наполнением 40 г/фут³ (1,43 кг/м³), производимые по технологии Уральского электрохимкомбината.

Нейтрализаторы опытно-промышленной партии подвергали приемочным испытаниям по всем требованиям ТУ 4591-127-00232934 (городская езда, шоссе, проселок, булыжная мостовая, термометрирование нейтрализатора на дорогах Узбекистана и т. д.). Их результаты приведены на рис. 2. Из него видно, что вазовские нейтрализаторы с запасом обеспечивают требования норм "Евро-2" и по выбросам монооксида углерода (норма — 2,2 г/цикл), и по выбросам суммы "оксиды азота + углеводороды" (норма — 0,5 г/цикл). Причем как в начале работы на автомобиле (а), так и после 2000 термоциклов (б).

Первая очередь промышленного производства была запущена в 1998 г. на программу 250 тыс. шт. нейтрализаторов в год. Дальнейшее развитие мощностей предусматривается под удовлетворение объемов потребностей ВАЗа. Не исключена возможность ввода второй и третьей очередей, если будут заказы других автозаводов России. Более того, департамент развития ВАЗа создает и новые конструкции нейтрализаторов, необходимые заказчикам.

Что касается непосредственно технологии сборки нейтрализатора, т. е. "упаковки" хрупкого керамического блока в металлический корпус с применением терморасширяющейся прокладки, то здесь проблем нет: технология отработана. В частности, в ней учтено, во-первых, что чрезмерная монтажная плотность сборки может привести к разрушению керамического блока или создать концентрацию напряжений в его структуре, которые, сложившись с неизбежными вибрационными и температурными напряжениями, могут привести к преждевременному выходу из строя нейтрализатора из-за разрушения

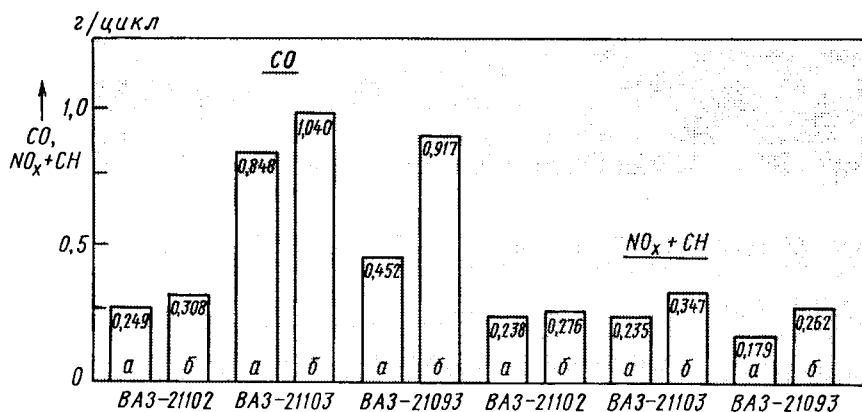


Рис. 2. Результаты испытаний новых (а) и наработавших 2 тыс. термоциклов (б) нейтрализаторов семейства "2110"

Показатель	Модель нейтрализатора	
	2110-1206010	"Рочестер-25146491"
Масса, кг	3,6	3,6
Габаритные размеры (диаметр/длина), мм	113/374	113/374
Газодинамическое сопротивление, ПА ₂ (гс/см ²), при расходе газов, м ³ /ч:		
100	640 (6,4)	640 (6,4)
250	2450 (24,5)	2450 (24,5)
Объем катализатора, л	1,6	1,6
Соотношение "платина : родий"	5 : 1	5 : 1
Количество драгоценных металлов, кг/м ³	1,428	1,786
Гарантийный срок службы в составе автомобиля, тыс. км пробега	80	80
Соответствие автомобиля ВАЗ с нейтрализатором международным нормам токсичности	94/12 ЕС "Евро-2"	91441ЕС "Евро-1"
Годовой объем выпуска при двухсменном режиме, тыс. шт.	250	—
Часовая производительность сборочно-сварочной линии, шт./ч	78	—
Оптовая цена при изготовлении установочной партии из 1000 шт., у. е.	123	—
Прогноз оптовой цены при годовом выпуске 250 тыс. шт., у. е.	112	—
Цена нейтрализатора, у. е.	—	126

блока; во-вторых, что и недостаточная монтажная плотность сборки может вызвать аксиальные смещения блока и, как результат, — его разрушение от соприкосновения с металлическими частями корпусных деталей.

Учтена и такая особенность: при сборке нельзя очень быстро смыкать полукопуса. Дело в том, что для обеспечения оптимальной монтажной плотности стыка прокладку нужно сжать на 1/3—1/4 часть ее объема. Но так как это сжатие происходит за счет удаления (выдавливания) воздуха из пор материала, то при высокой скорости подачи усилия окажутся направленными не столько на сжатие прокладки, сколько на керамический блок, что может привести к его разрушению. Поэтому сборка полукопусов выполняется на специальной установке с регулируемой подачей усилий (пат. № 2186911, РФ).

Сварочные работы тоже автоматизированы. Осуществляются они плавящим вольфрамовым электродом в среде аргона. Роботы шведской фирмы АВВ сваривают

плоскости фланцевых отбортовок полукопусов, делают наружные и внутренние круговые швы. После сварки выполняется 100%-й контроль на герметичность.

Технико-экономические показатели нейтрализаторов семейства "2110" и, для сравнения, данные по одному из лучших зарубежных аналогов-нейтрализаторов мод. 25146491 фирмы "Рочестер" приведены в таблице. Как видно из нее, нейтрализатор семейства "2110" содержит платины и родия на 20 % меньше, но его функциональные свойства явно лучше: он очищает отработавшие газы до норм "Евро-2", тогда как его аналог — лишь до норм "Евро-1". И фирме "Дженерал Моторс", для того чтобы автомобили ВАЗ укладывались в нормы "Евро-2", пришлось менять формулу нанесения покрытий: применить платину, палладий, родий, причем с большей, чем у мод. 25146491, загрузкой этих металлов. (Следует отметить, что все новые модификации автомобилей ВАЗ с нейтрализатором 2110-1206010 в 2000 г. подтвердили свое соответствие нормам "Евро-3".)

Производство нейтрализаторов и массовое оснащение ими автомобильной техники породило, как всякое новое дело, и новые проблемы. Одна из главнейших — отсутствие индустрии утилизации нейтрализаторов, регенерации драгоценных металлов и вторичного использования высококачественной стали корпусных деталей.

Вторая проблема — не до конца отработанная НИЦИАМТом технология сертификации созданных отечественными предприятиями образцов нейтрализаторов: на сертификацию заставляют представлять образцы новые, со "свежим" катализатором. Разумнее, на наш взгляд, был бы несколько иной подход: в нормативную документацию, касающуюся сертификации, записать, что "для сертификации разработчики (изготовители) должны представлять образцы как новые, так и "со старением", т. е. в соответствии, например, с методикой РД 37.001.695.

Третья проблема: как известно, сроки службы нейтрализатора очень сильно зависят от качества ГСМ. Скажем, даже незначительная примесь свинца в неэтилированном бензине отравляет катализатор и тем самым выводит нейтрализатор из строя. Это означает, что нужен жесткий, желателен государственный, контроль за работой АЗС.

Все перечисленные проблемы — проблемы роста. Но решать их нужно сейчас, в начале пути.

ВНИМАНИЕ!

Для предприятий отечественной автомобильной промышленности, производителей и разработчиков комплектующих, материалов и оборудования в журнале "Автомобильная промышленность" действуют **специальные** расценки на размещение рекламных материалов.

По всем вопросам обращайтесь по телефону (095) 269-54-98

23 сентября 2002 г. в Екатеринбурге начнет свою работу первый Международный машиностроительный форум. Его задачи — гармонизация развития машиностроительных индустрий стран-участниц мирового рынка, создание новых возможностей для реализации проектов их сотрудничества, продвижение российской продукции на внешние рынки, привлечение инвестиций в машиностроительный комплекс России.

Участники форума наряду с глобальными проблемами — тенденции развития мирового машиностроения, международное разделение труда и сотрудничество в рамках ВТО — обсудят конкретные вопросы финансирования предприятий, производственной кооперации, информационные технологии, пути укрепления позиций российских экспортеров, например, на рынках Африки, Латинской Америки, Ближнего Востока, и др.

Объединенные "в одном месте", промышленники, предприниматели, инвесторы из разных стран получают уникальную возможность не только делового общения, но и интегрирования в свою деятельность знаний,

технологической культуры, достижений и ресурсов ведущих мировых производителей. А они, согласно данным Национального агентства промышленного маркетинга, организатора предстоящего форума, вновь изъявили желание участвовать и в форуме, и во второй международной выставке "Строительная техника и сервис-2002", которая состоится 24—27 сентября текущего года.

Свое участие в выставке уже подтвердили российские предприятия: ООО "Объединенные машиностроительные заводы", "Уралвагонзавод", "Группа ИКО", ОАО "Газпром-кран", "Чебоксарский агрегатный завод", "Машиностроительная компания "КранЕкс", "Владимирский тракторный завод", "Промтрактор", "Пневмостроймашина", ЗАО "Покровские фильтры" и др., а также зарубежные фирмы: "Комацу" (Япония), "Дресста" (Польша), "Либхерр", "Атлас", "Ханза-Флекс" (Германия), "Кейс", "Катерпиллер", "Шеврон Лубриканс" (США), "КМ Продактс" (Великобритания), "Дональдсон" (Бельгия), "Тейбойл" (Финляндия) и др. (Кстати, первая выставка, организованная в

Екатеринбурге в 2001 г., обеспечила экспонентам стоимость заключенных на ней контрактов на сумму более 20 млн. амер. долл. По мнению организаторов нынешней выставки, эта сумма может быть удвоена.) Основные разделы выставки: дорожная техника и технологии; коммунальная техника и тракторы; техника для строительства трубопроводов; техника и оборудование для открытых горных работ; крановая и грузоподъемная техника; шахтный и карьерный транспорт; ремонт и сервис строительной техники; двигатели, запасные части и расходные материалы; гидравлические и фильтрующие системы; масла, смазки и охлаждающие жидкости; автоматизация производственных процессов и оборудования; международные стандарты качества; конструкторские бюро и научно-исследовательские организации; лизинг и аренда строительных машин и оборудования; инвестиционный консалтинг и др.

В рамках выставки состоятся также технические семинары и мастер-классы ведущих мировых производителей строительных машин и оборудования.



КОНСТРУКЦИИ АВТОМОТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ

УДК 629.113

"АЛТКАМ-2002"

Практически на каждой автомобильной выставке последних лет есть транспортные средства на шинах сверхнизкого давления. Сначала это были легкие вездеходы на "грузовых" камерах (например, фирмы "Арктиктранс"), затем — более тяжелые на специальных шинах, разработанных фирмой "Трэкол". Причем чаще всего они представляют собой обычный полноприводный автомобиль на очень больших мягких (давление в шинах ~15 Па, или 0,15 кгс/см²) колесах (ВАЗ, УАЗ, НАМИ-"Умка"), а значит, эффективно работать в тундре или на болотах не могут: для этого транспортное средство должно иметь специфическую конструкцию.

Именно такое АТС разработали специалисты двух ООО: подмосковного "Альткам" и челнинского "Автодизайн".

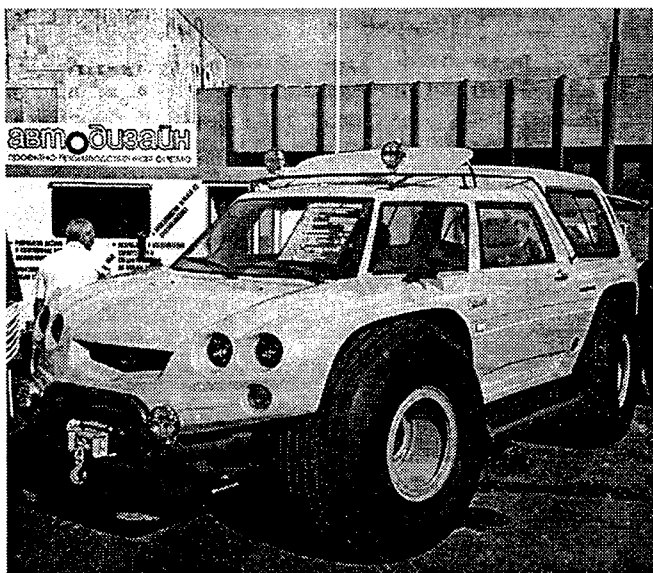
Вездеход "Альткам-2002" — это каркасно-панельный пластмассовый кузов-универсал, внешне похо-

жий на легковой автомобиль (использованы стекла и рамки дверей ВАЗ-2108), с центрально расположенным двигателем (ВАЗ-21083 или ВАЗ-21213), независимой подвеской всех колес, четырьмя ведущими и управляемыми колесами. (В конструкции применены узлы автомобилей ВАЗ, ГАЗ, "Москвич".)

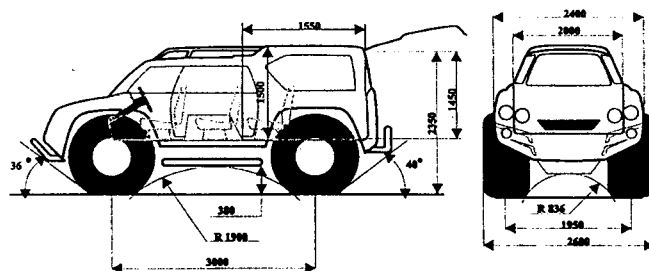
Базовая модель — легковой автомобиль полной массой 1720 кг, из которых на переднюю ось приходится 48 %, на заднюю — 52 (в снаряженном состоянии — 1120 кг, 55 и 45 % соответственно). Число мест в салоне — 4, масса багажа — 300 кг.

Такое соотношение (75 кг багажа на человека) диктуют условия, для которых создан автомобиль: ведь по тундре с портфелем путешествуют редко. Однако грузоподъемность и полезным объемом кузова можно распорядиться и иначе: существуют грузопассажирская (трехместная) и пассажирские (шести- и восьми-местные) модификации.

Более того, кузов позволяет с минимальными удобствами разместить до 12 чел., правда, масса вездехода в этом случае превысит расчетную, и потребуются использовать другой силовой агрегат. Например, дизель



Параметр	Модификации "Альткам-2002"	
	4 × 4	6 × 4
Габаритные размеры, мм:		
длина	4800	6000
ширина	2650	2500
База, мм	3000	2500 + 1300
Колея, мм	2100	2100
Дорожный просвет, мм	340	340
Полная масса, кг	1720	2620



ГАЗ-560, который применяется на трехосной (6 × 4) модификации полной массой 2620 кг (грузоподъемность — 1000 кг, число мест — до 18).

Помимо закрытого кузова (универсал) разработан и полукрытый — нечто среднее между пикапом и ландо: из его пассажирского отсека (под крышей) можно свободно пройти в открытую грузовую платформу. Такой кузов особенно удобен для охоты и перевозки крупногабаритных грузов.

Кстати, "грузовые" возможности всех модификаций "Альткама-2002" можно повысить, используя специальный, на таких же колесах с шинами сверхнизкого давления, прицеп. (Для двухосных модификаций — полной массой 600 кг, с инерционными тормозами или 300 кг, без тормозов; для модификации 6 × 4 —

800 и 400 кг соответственно). С таким прицепом вездеход уверенно преодолевает и заболоченные участки, и снежную целину, форсирует вплавь небольшие водные преграды (высота ватерлинии — 800 мм; скорость на плаву — до 12 км/ч).

Вполне достойно показал себя "Альткам" и на дорогах общего пользования: максимальная скорость — 80 км/ч, тормозной путь с этой скорости — 40 м. При этом особых трудностей ни у его водителя, ни у других участников движения не возникает: габаритная ширина вездехода (по шинам) соответствует нормам для грузовых автомобилей, а длина — не больше, чем у легковых среднего класса или микроавтобусов (см. таблицу).

Р. К. Москвин

УДК 629.113.621.436

ФОРМИРОВАНИЕ ЧАСТИЧНЫХ РЕГУЛЯТОРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ДИЗЕЛЯ

Д-р техн. наук В. А. Марков, Е. А. Сиротин

МГТУ имени Н. Э. Баумана, ЗИЛ

При формировании законов управления цикловой подачей топлива в дизель нужно решить довольно сложную задачу по одновременному обеспечению нескольких (рис. 1) его характеристик — внешней скоростной (*AB*), предельной (*BD*) и минимальной (*AC*) регуляторных, а также частичных регуляторных для промежуточных скоростных режимов (например, характеристик A_1V_1 , A_2V_2 , A_3V_3 и т. д.), форма которых обусловлена способом регулирования частоты вращения коленчатого вала. Причем наиболее сложная часть этой задачи — выбор формы частичных регуляторных характеристик, т. е. зависимости цикловой подачи от частоты вращения коленчатого вала и положения пе-

дали акселератора (рычага управления регулятором). Ее и рассмотрим.

В настоящее время на отечественных транспортных дизелях чаще всего применяют всережимное регулирование с частичными регуляторными характеристиками, близкими к вертикальным. Причина — необходимость автоматического выдерживания определенного скоростного режима дизеля независимо от изменений нагрузки, поскольку оно облегчает управление двигателем и обеспечивает требуемые его экономические и экологические показатели при движении АТС, особенно магистральных автопоездов. Однако при эксплуатации АТС всережимное регулирование оказывается далеко не оптимальным. Здесь рейка ТНВД излишне чувствительна к перемещению рычага управления регулятора: даже небольшие (до 10 % полного хода) изменения положения педали заставляют рейку перемещаться на 100 % ее активного хода. В результате гораздо чаще, чем необходимо по условиям движения, дизель работает на режимах разгона (с выходом на режимы внешней скоростной характеристики с полной цикловой подачей топлива) или торможения (режимы

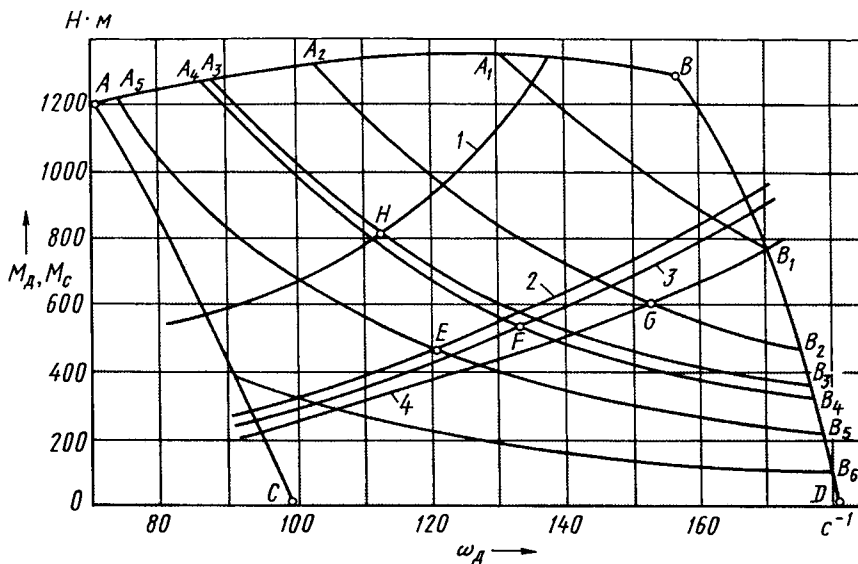


Рис. 1. Зависимость (статические характеристики) крутящего момента M_d коленчатого вала дизеля 6CH15/18 (кривые $ABD, A_1B_1, A_2B_2, A_3B_3$ и т. д.) на выходе и момента M_c сопротивления со стороны трансмиссии (кривые 1, 2, 3 и 4) от частоты вращения вала

торможения двигателем). Что, с одной стороны, увеличивает расход топлива, дымность и токсичность отработавших газов, с другой, резкие изменения положения рейки ТНВД приводят к крайне неприятному для водителя и небезопасному для деталей и узлов "дерганью" автомобиля в продольном направлении. Поэтому для дизелей, эксплуатирующихся в городских условиях, более предпочтительны пологие частичные регуляторные характеристики на промежуточных скоростных режимах. Более того, на дизелях зарубежного производства уже давно применяют двухрежимное регулирование с частичными регуляторными характеристиками, близкими к горизонтальным, а также всережимное регулирование с пологими, близкими к горизонтальным, характеристиками на промежуточных скоростных режимах (так называемое "трехрежимное регулирование") и регулирование с частичными регуляторными характеристиками в виде гиперболических кривых.

При первом из способов, двухрежимном регулировании, максимальная частота вращения коленчатого вала ограничивается номинальной сравнительно крутой регуляторной характеристикой, а на промежуточных частотах регулятор не работает, т. е. положение рейки ТНВД остается неизменным, следовательно, примерно постоянна и цикловая подача топлива. Если нагрузка на двигатель изменится, САУ изменит частоту вращения коленчатого вала, а не положение рейки ТНВД, как при всережимном регулировании. В случае, когда водителю нужно сохранить исходную скорость движения АТС, он сам должен сыграть роль САУ, т. е. с помощью педали акселератора переместить рейку ТНВД в нужном направлении. Это, конечно, несколько усложняет работу водителя, но в условиях города в 5–6 раз уменьшает, по сравнению с всережимным регулированием, число выходов рейки на режимы с полной цикловой подачей топлива и торможения двигателем, на 5–7 % — расход топлива, улучшает экологические показатели выхлопа и т. д. Но у двухрежимного

регулирования есть недостаток — вероятность неустойчивой работы дизеля в области низких частот вращения его коленчатого вала, так как при неизменном положении рейки ТНВД скоростные характеристики цикловой подачи в зоне таких частот имеют "склонность" к сверхдопустимому уменьшению подач. В результате характеристики момента двигателя и момента сопротивления протекают примерно с равным наклоном, т. е. фактор устойчивости двигателя становится близким к нулю.

Второй недостаток данного способа — сложность регулирования частоты вращения коленчатого вала на промежуточных скоростных режимах, т. е. режимах, где регулятор не работает. Что особенно заметно при трогании автомобиля с места, маневрировании в стесненных условиях и т. д., поскольку водителю приходится чаще воздействовать на педаль акселератора, чем в случае всережимного

регулирования. Поэтому зарубежные фирмы и применяют трехрежимные регуляторы и регуляторы с гиперболическим режимом регулирования, первые из которых придают частичным регуляторным характеристикам форму наклонных прямых, а вторые позволяют увеличивать цикловую подачу топлива по гиперболическим кривым по мере снижения частоты вращения коленчатого вала. И то и другое очень благоприятно с точки зрения экономических и экологических показателей дизеля (см. "АП", 1998, № 4). Однако следует помнить: если автотранспортное средство рассчитано в основном на движение с постоянной скоростью (например, в колонне, при выполнении полевых работ и т. д.), то из перечисленных способов всережимное регулирование — наилучший. И, конечно, еще лучше регулирование с помощью адаптивных САУ, способных формировать характеристики топливоподачи, форма которых полностью соответствует условиям эксплуатации АТС. Правда, последний вариант еще не до конца изучен. В частности, не совсем ясно, как характеристики, вырабатываемые адаптивной САУ, будут влиять на динамические качества дизеля, а следовательно, на динамику автомобиля. Тем не менее сейчас, после выполненных в МГТУ имени Н. Э. Буамана исследований и благодаря созданной здесь математической модели, обстановка несколько проясняется. Например, уже проанализированы несколько (см. рис. 1) статических режимов работы дизеля 6CH 15/18 на частичных частотах вращения его коленчатого вала и нагрузках. В результате получены значения фактора F_d устойчивости, которые обеспечивают динамические качества, оговариваемые в общих технических требованиях, в частности, на то, что "забросы" частоты вращения коленчатого вала в переходных процессах не должны превышать 15 % ее установившегося значения.

При этом условии на режимах E, F, G и H , к примеру, значения фактора устойчивости должны быть следующими: $F_{dE} = 13,3, F_{dF} = 17,5, F_{dG} = 20,7$ и $F_{dH} =$

$= 46,3 \text{ Н} \cdot \text{м/с}$. Проверив по математической модели, установили: значения фактора устойчивости, наиболее близкие к перечисленным, дает гиперболический закон изменения момента двигателя вида: $M_d = K_\psi / \omega_d^{-2}$, где K_ψ — коэффициент, зависящий от положения ψ рычага управления; ω_d — частота вращения коленчатого вала. На рис. 1 это кривые A_1B_1 ; A_2B_2 , A_3B_3 и т. д.

Преимущество частичных регуляторных характеристик, описываемых данным гиперболическим законом, состоит еще и в том, что фактор устойчивости F_d при любой постоянной нагрузке не зависит от скоростного режима работы дизеля.

Таким образом, в настоящее время применяют в основном четыре способа регулирования частоты вращения коленчатого вала; конструктивных решений, позволяющих реализовать эти способы, еще больше. Так, хорошо зарекомендовало себя решение, используемое во всережимном регуляторе дизелей семейства КамАЗ (рис. 2, а) с переменной затяжкой (деформацией) пружины 12. Если частота вращения коленчатого вала превысит номинальную (2600 мин^{-1}), грузики расходятся, рычаги 1 и 3 поворачиваются по часовой стрелке, рейки 13 перемещаются и уменьшают подачу топлива по предельной регуляторной характеристике 1 (рис. 2, б). Причем эта характеристика формируется при положении рычага управления 10 (рис. 2, а) регулятора на упоре максимальной (номинальной) частоты вращения и максимальной предварительной деформации всережимной пружины 12. При положении рычага управления 10 на упоре минимальной частоты вращения и минимальной предварительной деформации всережимной пружины 12 формируется регуляторная характеристика 2 (рис. 2, б) при минимальной частоте вращения, а при промежуточных положениях

рычага управления — частичные регуляторные характеристики 3.

Всережимные регуляторы с переменной предварительной деформацией пружины устанавливаются также на ТНВД дизелей семейств ЗИЛ, ЯМЗ, ЧТЗ, Д-6, в топливных насосах УТН, УТНМ, МТНМ Ногинского завода топливной аппаратуры, НД-21, НД-22 Вильнюсского завода топливной аппаратуры и др. Есть у нас и всережимные регуляторы, выполненные по схеме с постоянной предварительной деформацией пружины (ТНВД типов 4ТН и 6ТН). Они тоже формируют регуляторные характеристики вида, показанного на рис. 2, б.

Двух- и трехрежимные регуляторы имеют несколько пружин или две пары грузиков — легких и тяжелых. В частности, двухрежимный можно реализовать с помощью центробежного регулятора частоты вращения, в котором (рис. 3, а) две пружины (7 и 8) установлены с различной предварительной деформацией. При установке рычага управления 6 в положение на упор 12 минимальной частоты вращения и увеличении ω_d выше $\omega_{d \text{ min}}$ грузы 3 начинают деформировать пружину 7, и муфта 4 через рычаг 5 перемещает дозирующую рейку 10 в сторону уменьшения подачи топлива, формируя регуляторную характеристику при минимальной частоте вращения (например, характеристику AC на рис. 1). Если рычаг управления 6 перемещается на упор 13 максимальной частоты вращения, тарелка 11 муфты 4 смещается влево до касания с опорной втулкой 9, деформируя пружину 7. В этом случае рост ω_d выше $\omega_{d \text{ ном}}$ приводит к расхождению грузиков на больший радиус, деформированию пружин 7 и 8, перемещению муфты 4 и дозирующей рейки 10 влево, т. е. к уменьшению подачи топлива и формированию предельной регуляторной характеристики (например, характеристики BD на рис. 1). Когда рычаг управления 6 находится в промежуточных положениях между упо-

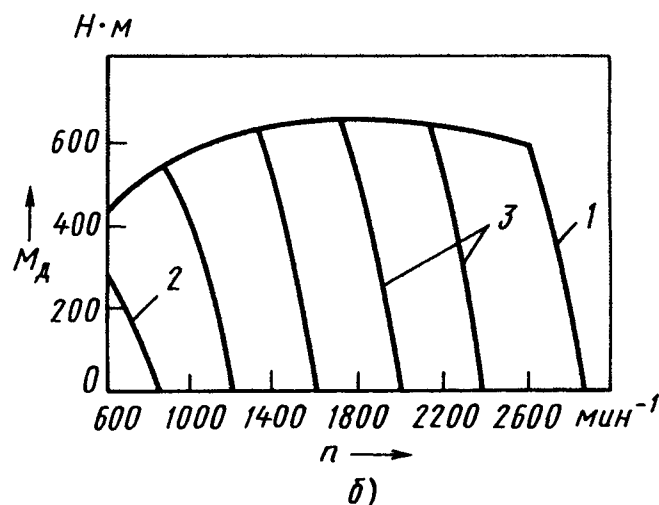
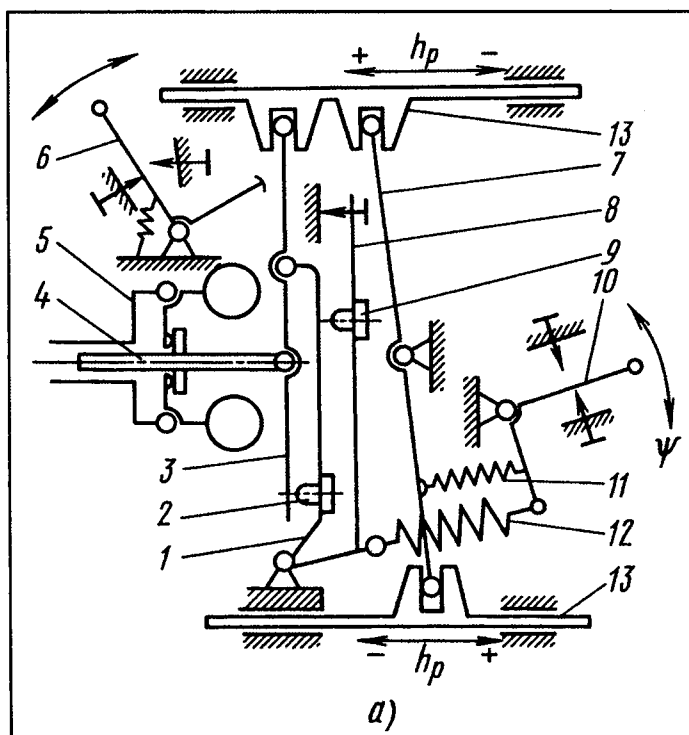


Рис. 2. Схема всережимного регулятора (а), внешняя скоростная и регуляторные характеристики (б) дизеля КамАЗ-740:

1 — рычаг отрицательного корректора; 2 — отрицательный корректор; 3 — рычаг муфты грузов; 4 — муфта; 5 — траверса; 6 — рычаг выключения подачи топлива; 7 — рычаг реек ТНВД; 8 — рычаг регулятора; 9 — прямой корректор; 10 — рычаг управления; 11 — пружина пускового обогатителя; 12 — всережимная пружина; 13 — дозирующие рейки

рами 12 и 13, формируются частичные регуляторные характеристики. При этом в диапазоне частот вращения от минимальной до номинальной муфта 4 и рейка 10 неподвижны, и формируются горизонтальные частичные регуляторные характеристики.

Схема трехрежимного регулятора приведена на рис. 3, б. Как видим, на ней, по сравнению со схемой двухрежимного регулятора, появилась дополнительная пружина 14, которая деформируется при движении муфты 4 в интервале частот вращения от минимальной до номинальной. В результате формируются частичные регуляторные характеристики с пологими участками на промежуточных режимах.

Частичные регуляторные характеристики в виде гиперболических кривых могут быть сформированы при

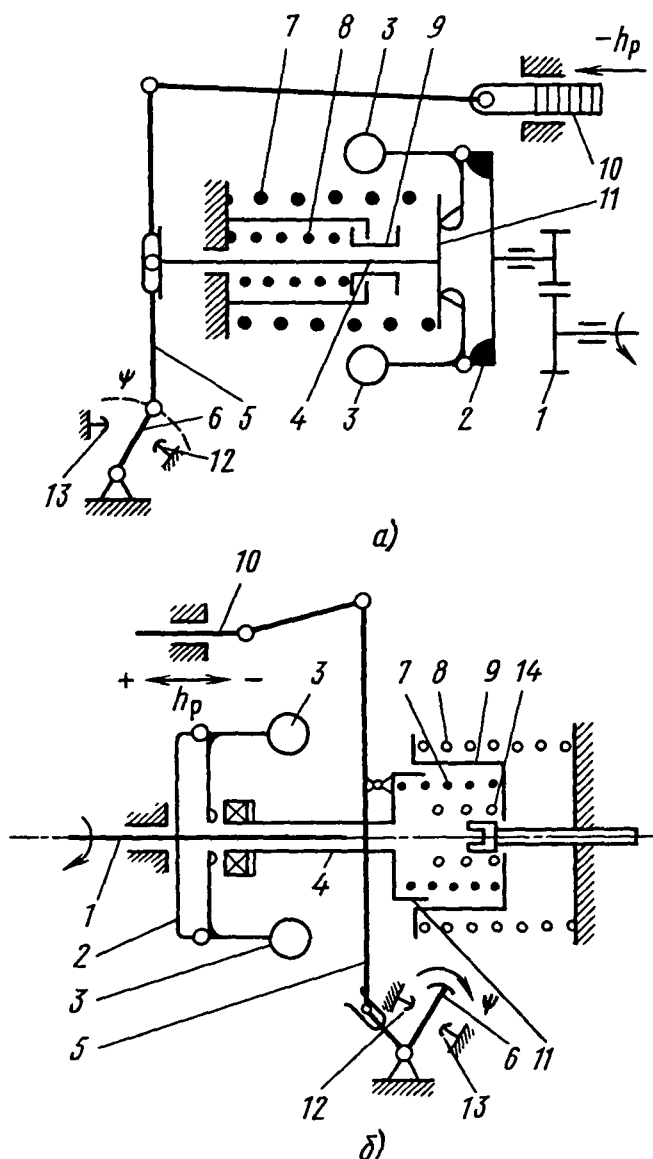


Рис. 3. Схемы двухрежимного (а) и трехрежимного (б) регуляторов:

1 — привод регулятора; 2 — траверса; 3 — центробежные грузы; 4 — муфта; 5 — главный рычаг; 6 — рычаг управления; 7, 8 и 14 — пружины; 9 — опорная втулка; 10 — дозирующая рейка; 11 — тарелка муфты; 12 — упор минимальной частоты вращения; 13 — упор максимальной частоты вращения

использовании ТНВД с дросселированием топлива на всасывании (в наполнительном отверстии втулки плунжера). В этом случае для перехода от одной частичной регуляторной характеристики к другой необходимо изменить площадь дросселирующего сечения на всасывании (например, поворотом дросселирующей иглы). Но возможен и второй способ — с помощью корректирующих клапанов в нагнетательных секциях ТНВД. Благодаря им скоростные характеристики цикловой подачи топлива корректируются фактически без усложнения конструкции регулятора и при фиксированном положении рейки ТНВД. Меняя конструкцию такого клапана, на любом скоростном режиме можно обеспечить любое нужное остаточное давление в линии высокого давления и тем самым — нужную характеристику цикловой подачи топлива.

Конструкций корректирующих клапанов известно много. Например, в клапане фирмы "Бош" (рис. 4, а) предусмотрены расширяющиеся сверху вниз канавки 1, верхняя часть которых имеет форму острых тупиков. За счет этого проходное сечение направляющей части клапана меняется от нуля в верхней части канавки до максимального в нижней части. (Конкретная величина площади сечения зависит от давления в надплунжерной полости ТНВД: чем больше это давление, тем больше

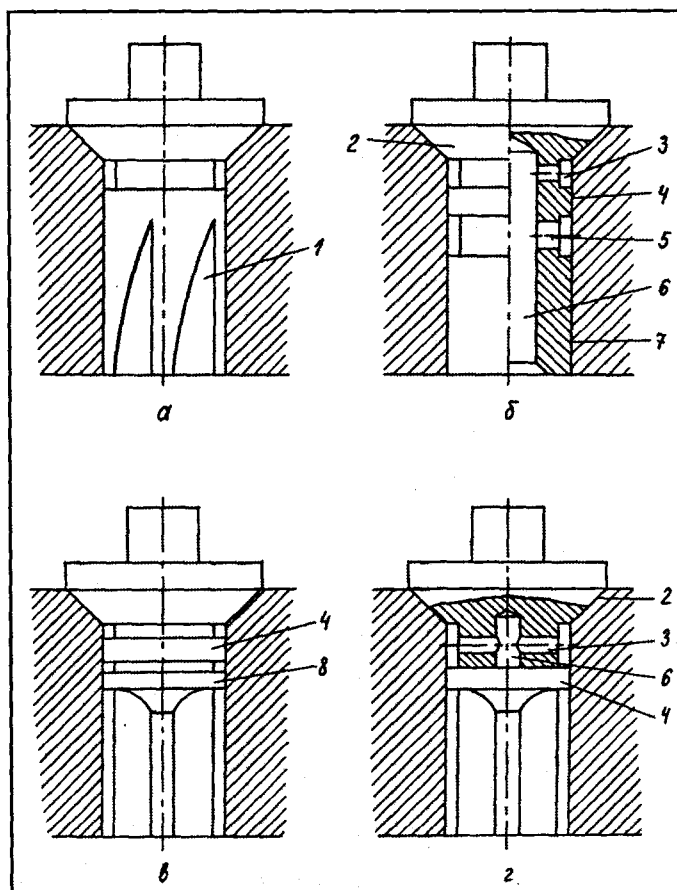


Рис. 4. Конструктивные схемы корректирующих нагнетательных клапанов фирмы "Бош" (а), Ярославского ТИ (б), двухпояскового (в), разработки МГТУ имени Н. Э. Баумана (г):

1 — канавки клапана; 2 — уплотнительный конус; 3 — перепускное отверстие; 4 — разгрузочный поясок; 5 — радиальный канал; 6 — осевое отверстие; 7 — направляющая часть клапана; 8 — дополнительный поясок

проходное сечение, следовательно, интенсивнее разгруза и меньше давление в линии высокого давления.)

Для корректировки скоростных характеристик топливоподачи дизелей семейства ЯМЗ в Ярославском технологическом институте разработан клапан, схема которого приведена на рис. 4, б. Он — с осевым отверстием 6 (диаметр 3 мм) в цилиндрической направляющей части 7 и двумя радиальными каналами 5 (диаметр 2 мм) под разгрузочным пояском 4, которые выполняют роль пазов серийного перьевого грибкового клапана, используемого в ТНВД дизелей ЯМЗ. Корректором служит перепускное отверстие 3, выходящее в канавку между уплотнительным конусом 2 и разгрузочным пояском 4: через данное отверстие идет топливо, поэтому на клапане создается перепад давления, величина которого (а значит, и степень подъема клапана) зависит от скорости топливного потока. Так, если частота вращения кулачкового вала ТНВД снизилась, то снизятся и скорость потока, и перепад давления на клапане, и он переместится так, чтобы цикловая подача возросла. Если частота вращения возросла, клапан сработает на уменьшение цикловой подачи. Причем в обоих случаях наиболее выраженное его корректирующее действие проявляется, как показали исследования, при диаметре отверстия 3, равном 0,75 мм.

Известны и другие конструкции корректирующих клапанов. Например, он может быть с двумя отсасывающими (разгрузочными) поясками (рис. 4, в) — основным (4), который входит во втулку с малым зазором, и дополнительным (8), который расположен под основным, отделен от него канавкой и входит во втулку с большим зазором. При пониженной частоте вращения кулачкового вала и малых цикловых подачах топлива клапан поднят незначительно, и дополнительный пояссок не выходит из направляющей части втулки. Относительно большой радиальный зазор между ними позволяет легко пропускать небольшие порции топлива. С увеличением частоты вращения кулачкового вала перепад давлений на дополнительном пояске возрастает, вследствие чего он поднимается выше, пропуская в нагнетательный топливопровод больше топлива. Опускаясь с большой высоты, пояссок освобождает большой объем в штуцере, усиливая разгрузку линии высокого давления. То есть, изменяя высоту дополнительного пояска и радиальный зазор между ним и направляющей частью втулки, можно обеспечить любой желаемый закон корректировки характеристик цикловой подачи топлива.

В МГТУ имени Н. Э. Баумана на базе штатного клапана грибкового типа, устанавливаемого в ТНВД производства НЗТА, разработана еще одна конструкция (рис. 4, г). Этот клапан имеет одно осевое сверление 6 диаметром 2 мм и два перепускных отверстия 3 диаметром 0,7 мм, соединяющих осевое сверление 6 и кольцевую канавку между уплотнительным конусом 2 и разгрузочным пояском 4.

С уменьшением частоты вращения кулачкового вала ТНВД разгружающее действие пояска 4 клапана уменьшается из-за наличия перепускных отверстий 3 и цикловая подача увеличивается, с увеличением же частоты подача уменьшается.

Все рассмотренные корректирующие клапаны позволяют формировать гиперболические частичные регуляторные характеристики без воздействия на дозирующую рейку ТНВД.

Подводя итоги, можно сказать, что для каждого конкретного условия эксплуатации нужен свой способ регулирования частоты коленчатого вала. А так как этих условий много и они совершенно разные, то в идеальной системе формирования частичных регуляторных характеристик должны найти отражение все рассмотренные выше способы. Что, к сожалению, при чисто механической ее основе невозможно: система получилась бы слишком сложной. Например, даже переход от всережимного к двухрежимному регулированию, осуществляемый с помощью центробежных регуляторов, в конструктивном отношении оказывался довольно непростым. Однако сейчас, когда реальностью стали микропроцессорные САУ, дело упростилось: в блок управления, в принципе, можно заложить любую программу. В том числе несколько законов управления рейкой ТНВД. Что уже и делается. Например, фирма "Бош" разработала несколько вариантов микропроцессорных САУ, в которых использует два исполнительных устройства — электромагнитное и электрогидравлическое. Первое из них применяется на рядных топливных насосах типа MW и P и представляет собой прецизионный линейный электромагнит, установленный соосно с дозирующей рейкой ТНВД; второе — на многоплунжерных ТНВД дизеля OM 422 LA фирмы "Даймлер-Бенц", устанавливаемого на грузовые автомобили фирмы "Мерседес-Бенц". Электронная система управления в обоих случаях практически одна и та же. Она включает (рис. 5) набор (1—4) дат-

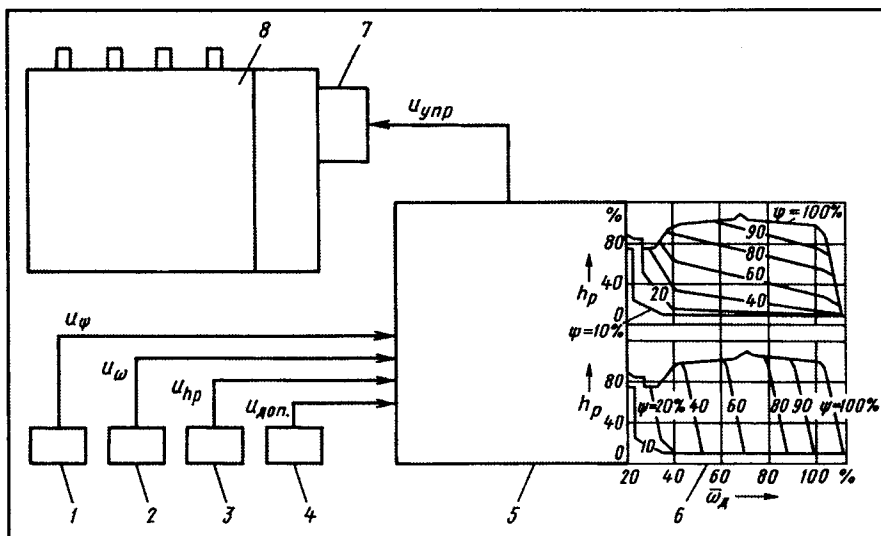


Рис. 5. Принципиальная схема электронной системы управления дизелем OM 422 LA:

1 — датчик положения рычага управления регулятора; 2 — датчик частоты вращения коленчатого вала; 3 — датчик положения дозирующей рейки ТНВД; 4 — резервные датчики для других параметров дизеля; 5 — электронный блок управления; 6 — постоянное запоминающее устройство; 7 — исполнительное устройство; 8 — ТНВД

чиков режимных параметров дизеля, электронный блок 5 управления и исполнительные устройства 7.

Сигналы датчиков поступают в блок управления, в постоянном запоминающем устройстве 6 которого хранятся базовые характеристики (двухмерные таблицы) управления цикловой подачей топлива. Их входные параметры: частота ω_d вращения коленчатого вала дизеля и положение ψ рычага управления регулятора. Электронный блок сравнивает сигналы U_ω и U_ψ , поступающие соответственно от датчика 2 частоты ω_d и датчика 1 положения ψ рычага управления, с базовыми их значе-

ниями. В случае их рассогласования он дает команду исполнительному устройству 7 изменить положение дозирующей рейки ТНВД так, чтобы цикловые подачи стали соответствовать реальным условиям. Причем САУ выбирает или характеристики трехрежимного регулирования (верхняя базовая характеристика на рис. 5), или характеристики всережимного регулирования (нижняя базовая характеристика на рис. 5). Все зависит от конкретных обстоятельств: если требуется точное выдерживание скорости транспортного средства, будет реализован второй вариант, в условиях городского движения — первый.

УДК 629.017.1.036

Привод тормозной системы автомобиля. Возможности повышения эффективности

Канд. техн. наук А. Д. КОЛЬГА

Магнитогорский ГТУ

Одна из наиболее вероятных причин потери устойчивости прямолинейного движения АТС при торможении — это, как известно, неравенство тормозных сил на левых и правых колесах, которое приводит к появлению разворачивающего момента. Правда, при торможении на колесах неизбежно появляются боковые силы (реакции), следовательно, момент, стремящийся не допустить разворота АТС. Соотношение данных моментов и определяет, сохранит транспортное средство исходное направление движения или нет.

Такова "физика" устойчивости движения АТС при торможении, его качественная сторона в самом общем виде. Из нее следует, что повысить устойчивость АТС при торможении можно двумя способами: либо исключив неравенство тормозных сил по левому и правому бортам, либо обеспечив достаточно большой, способный исключить разворот под действием разности тормозных сил по бортам, уравновешивающий момент.

Вывод и очевиден, и общеизвестен, но на практике реализуется лишь первая его часть, т. е. разработчики тормозных систем стараются исключить неравенство тормозных сил по левому и правому бортам. Типичный пример — антиблокировочная система тормозов, принцип работы которой сводится к следующему.

Как только тормозящееся колесо замедляет частоту вращения до определенного значения или начинает

проскальзывать, что свидетельствует о начале его блокировки, разобщительный электромагнитный клапан данного контура по сигналам электронного блока прерывает подачу тормозной жидкости в колесный цилиндр тормозного механизма колеса, поддерживая тем самым необходимое тормозное давление. Если колесо не разблокируется, то выпускной клапан направляет жидкость в отводную магистраль, снижая тормозное давление в контуре. В результате сцепление колеса с дорожным покрытием восстанавливается. После чего давление тормозной жидкости, поступающей в контур и соответственно к тормозному механизму колеса, повышается за счет открытия впускного клапана и цикл регулирования повторяется. Частота срабатываний — несколько раз в секунду. И так до тех пор, пока АТС не остановится или не прекратится нажатие на педаль тормоза.

Исходной характеристикой, с помощью которой разрабатывается алгоритм любой АБС, служит, как известно, зависимость коэффициента сцепления колеса от его относительного проскальзывания s , поскольку она определяет граничные условия движения колеса по дороге и условия возникновения критических ситуаций. Но характер протекания таких зависимостей и в продольном (ϕ_x), и боковом (ϕ_y) направлениях до конца не изучен. Поэтому аналитические и экспери-

ментальные работы по их уточнению идут, можно сказать, полным ходом: ими занимаются все научные центры и автомобилестроительные фирмы.

Традиционное представление такой зависимости показано на диаграмме рис. 1. Согласно ему максимальная величина продольного сцепления ϕ_x колеса с поверхностью качения имеет место при 15–20%-м скольжении колеса, а (ϕ_y) — при нулевом. Последнее, с физической точки зрения, бессмысленно, так как, если исходить из рис. 1, при $s = 0$ и ϕ_x должно быть равно нулю. Поэтому в литературе неоднократно высказывались соображения о неправомочности традиционного представления зависимости $\phi_x(s)$. Например, В. Г. Иванов и В. Г. Бутырлин (см. "АП", 2000, № 11) доказывают, что в момент появления проскальзывания колеса значение коэффициента ϕ_x не может быть равным нулю, иначе это не будет соответствовать потенциальному характеру окружающей

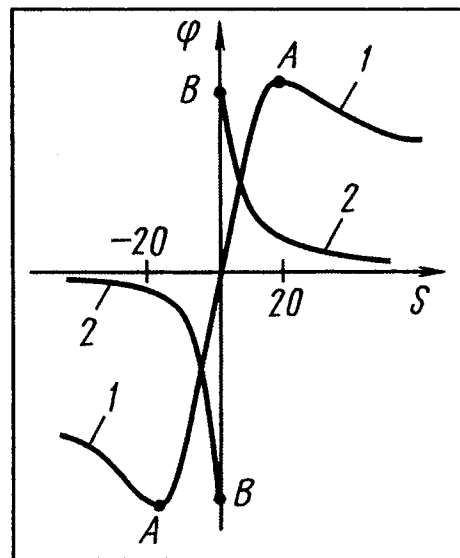


Рис. 1

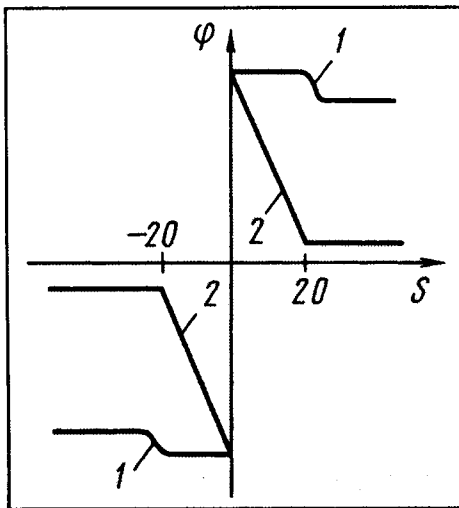


Рис. 2

силы; В. А. Ким, Р. И. Фурунжиев и др. ("АП", 1999, № 6) полагают, что данную зависимость можно обеспечить при использовании закона Кулона, согласно которому существуют два вида трения — покоя и динамического трения (к примеру, трения скольжения). Тогда диаграмма изменения коэффициента сцепления в зависимости от скольжения будет иметь вид, показанный на рис. 2, где коэффициент φ_x продольного сцепления на некотором интервале изменения коэффициента s проскальзывания пятна контакта колеса сохраняется постоянным. Причем проведенные авторами исследования на автомобилях хорошо согласуются с этой диаграммой.

Но допустим даже, что классическая диаграмма $\varphi = f(s)$ сомнительна лишь при очень малых s , а в остальном верна. Тогда, если выдерживать величину коэффициента скольжения s в пределах 20%, коэффициент φ_x сцепления в продольной плоскости получается максимальным, а коэффициент φ_y сцепления в поперечной плоскости принимает минимальное значение. Поэтому величина боковых реакций и, соответственно, уравновешивающий момент, поскольку они напрямую зависят от величины коэффициента φ_y , также принимают минимальное значение. Следовательно, для того чтобы исключить разворот автомобиля при торможении, другого пути, чем тот, по которому сейчас идут (обеспечение равенства тормозных сил по левому и правому бортам), просто нет.

Далее. Величина тормозных сил по бортам автомобиля зависит, в свою очередь, от величины коэффициента продольного сцепления φ_x под каждым колесом, а она, как правило, разная. Поэтому для обеспечения устойчивого торможения к колесам обоих бортов необходимо прикладывать тормозную силу, по величине равную максимально возможной по условию 20%-го скольжения колеса, имеющего минимальное сцепление с поверхностью качения. В итоге колеса, обладающие хорошим сцеплением, остаются не догруженными тормозным моментом, и интенсивность торможения всего АТС будет снижена.

Но положение небезвыходное. Так как и нормальная реакция, и коэффициенты сцепления под каждым колесом АТС в общем случае разные и, кроме того, меняются в процессе движения, то для более интенсивного и устойчивого торможения к каждому колесу целесообразно прикладывать свой, оптимальный для данных конкретных условий тормозной момент, обеспечивая при этом достаточную величину уравновешивающего момента, исключающую разворот (занос) за счет разности тормозных сил по бортам автомобиля.

Возражения против логики данного вывода найти трудно. "Возражают" против нее только существующие в настоящее время двухконтурные системы привода тормозов. Дело в том, что каждый из контуров управляет тормозными механизмами нескольких колес, и соответственно тормозное усилие, прикладываемое ко всем колесам, входящим в один контур, одно и то же. То есть, чтобы реализовать сделанный выше вывод, необходимо создать отдельный (индивидуальный) привод тормозов на каждое колесо.

Теперь сравним три варианта тормозных систем — обычную двухконтурную, двухконтурную с АБС и систему с приводом на каждое колесо. Для упрощения расчетов примем допущения, которые не оказывают влияния на принцип работы тормозов. Например, будем считать, что автомобиль — двухосный, его торможение выполняется на прямолинейном горизонтальном участке дороги, нагрузка N на все его колеса —

одинаковая, а сцепление правых ($\varphi_x^{пр}$) колес с поверхностью движения больше, чем левых ($\varphi_x^{лев}$).

Первый вариант. Водитель нажимает на педаль тормоза и прикладывает ко всем колесам постепенно увеличивающийся тормозной момент. Поскольку сцепление колес левого борта меньше, то и усилие торможения данных колес в скором времени достигает своего критического (предельного по сцеплению) значения, они блокируются ("юзят"), т. е. торможение автомобиля с их помощью падает до минимума (будем считать, до нуля). В это время тормозное усилие на колесах правого борта продолжает увеличиваться, пока также не достигнет своего предельного значения. В итоге максимальная суммарная сила (ΣR) торможения автомобиля будет равна $\Sigma R = R_{x\text{ пер}}^{пр} + R_{x\text{ задн}}^{пр} + R_{x\text{ пер}}^{лев} + R_{x\text{ задн}}^{лев} = 2N(\varphi_x^{пр} + \varphi_x^{лев}) = 2N\varphi_x^{пр}$;

максимальный разворачивающий момент $M_{пов}$, возникающий за счет разности тормозных сил по бортам:

$$M_{пов} = (R_{x\text{ пер}}^{пр} + R_{x\text{ задн}}^{пр})B/2 = NB\varphi_x^{пр};$$

величина уравновешивающего момента $M_{ур}$, стремящегося предотвратить разворот автомобиля: $M_{ур} = R_{y\text{ пер}}^{пр}L_1 + R_{y\text{ задн}}^{пр}L_2 = LN\varphi_y^{пр}$.

(В этих формулах: B — колея колес; L_1 — расстояние по оси x от центра масс автомобиля до передней оси автомобиля; L_2 — то же от задней оси; L — база колес.)

Учитывая, что сила сцепления правых колес с поверхностью качения достигает максимального значения при проскальзывании, равном 20%, а коэффициент φ_y поперечного сцепления при такой величине проскальзывания принимает свое минимальное значение, т. е. $\varphi_y \rightarrow 0$, то и $M_{ур} \rightarrow 0$. Автомобиль разворачивается.

Второй вариант. Водитель, нажимая на педаль тормоза, прикладывает ко всем колесам одинаковый тормозной момент. Величина реализуемой тормозной силы ограничивается силой, максимально возможной по сцеплению для колес левого борта.

Но при этом колеса левого борта не блокируются и передают максимально возможное по сцеплению тормозное усилие. К колесам правого борта, находящимся в более благоприятных по сцеплению условиях, так как они объединены в один контур с левыми колесами, подводится точно такой же тормозной момент, т. е. они остаются недогруженными. Максимальная сила торможения будет равна: $\Sigma R = R_{x \text{ пер}}^{\text{лев}} + R_{x \text{ задн}}^{\text{лев}} + R_{x \text{ пер}}^{\text{пр}} + R_{x \text{ задн}}^{\text{пр}} = 4N\varphi_x^{\text{лев}}$.

Поскольку колеса левого и правого бортов реализуют одинаковое тормозное усилие, разворачивающий момент отсутствует, и автомобиль сохраняет свое направление движения.

Третий вариант. Водитель, нажимая на педаль тормоза, прикладывает ко всем колесам разные тормозные моменты, максимально возможные по условиям бокового сцепления колес с поверхностью движения. Если использовать зависимость, которую предлагает В. А. Ким, то при минимальной величине буксования коэффициенты сцепления в продольной и боковой плоскостях принимают свое максимальное значение, и в этом случае максимальная сила торможения определяется следующей зависи-

мостью: $\Sigma R = R_{x \text{ пер}}^{\text{лев}} + R_{x \text{ задн}}^{\text{лев}} + R_{x \text{ пер}}^{\text{пр}} + R_{x \text{ задн}}^{\text{пр}} = 2N(\varphi_x^{\text{лев}} + \varphi_x^{\text{пр}})$, разворачивающий момент, возникающий за счет разности тормозных сил по бортам, — зависимостью $M_{\text{пов}} = (R_{x \text{ пер}}^{\text{пр}} + R_{x \text{ задн}}^{\text{пр}} - R_{x \text{ пер}}^{\text{лев}} - R_{x \text{ задн}}^{\text{лев}})B/2 = NB(\varphi_x^{\text{пр}} - \varphi_x^{\text{лев}})$, величина уравнивающего момента, стремящегося предотвратить разворот автомобиля, — зависимостью $M_{\text{ур}} = (R_{y \text{ пер}}^{\text{пр}} + R_{y \text{ пер}}^{\text{лев}})L_1 + (R_{y \text{ задн}}^{\text{пр}} + R_{y \text{ задн}}^{\text{лев}})L_2 = NL(\varphi_y^{\text{пр}} + \varphi_y^{\text{лев}})$.

Как видим, при использовании обычной двухконтурной, широко используемой в настоящее время системы тормозов интенсивность устойчивого торможения автомобиля ограничивается величиной сцепления колес, находящихся в самых неблагоприятных условиях. При увеличении интенсивности торможения колеса с меньшим сцеплением блокируются, за счет разности тормозных сил по бортам возникает разворачивающий момент, и автомобиль теряет устойчивость. При наличии АБС интенсивность торможения, по сравнению с обычной системой тормозов, несколько уве-

личивается. Но самое главное, за счет равенства тормозных сил по бортам исключается разворот автомобиля (потеря устойчивости). Раздельный, на каждое колесо, регулируемый привод дает наибольшую интенсивность торможения. При этом величина силы сцепления под колесами автомобиля: чем она больше, тем больше интенсивность торможения. Правда, так же, как и в первом случае, за счет разности тормозных сил по бортам возникает разворачивающий момент, но здесь он во много раз меньше. Вместе с тем величина уравнивающего момента, стремящегося предотвратить разворот автомобиля, значительно увеличивается.

Если при рассмотрении тормозной системы с раздельным, на каждое колесо, приводом использовать традиционную зависимость $\varphi_x(s)$ -кривых, то при 7—10%-м скольжении коэффициенты сцепления в продольном и боковом направлениях будут равны между собой, а их величина будет составлять ~60—70 % максимальной. Но даже эта, уменьшенная на 30—40 %, величина тормозной силы превосходит интенсивность торможения АБС при более чем двукратной разности коэффициентов сцепления по бортам автомобиля.

УДК 629.118.68.621.43

ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВЫХ ГРУПП ДВИГАТЕЛЕЙ МОТОРОЛЛЕРОВ

Канд. техн. наук Н. Н. ФРОЛОВ, д-р техн. наук В. М. ВЛАСОВ, И. С. ИВАНЬКИН

Тульский ГУ

Долговечность цилиндропоршневых групп ДВС зависит, как известно, от многих факторов, но прежде всего — износостойкости и антифрикционных свойств материалов цилиндров и поршневых колец, их триботехнической совместимости, а также условий контактирования трущихся поверхностей. Однако по ряду соображений (технологических, экономических и др.) традиционно для изготовления цилиндров и поршневых колец чаще всего применяют легированный чугун и гораздо реже — сталь. Чугун же — материал не очень долговечный. Поэтому и приходится принимать меры по повышению работоспособности системы "цилиндр—поршневое кольцо". Например,

механическими или электрохимическими способами формировать на зеркале цилиндра специальный геометрический рельеф, т. е. своего рода карманы для смазки, наносить на поверхность зеркала антифрикционные покрытия и т. д. Для периферийных же поверхностей компрессионных поршневых колец износостойкие хромовые покрытия давно уже стали нормой. Тем не менее работы по этим и многим не названным здесь направлениям продолжают. В частности, работы по низкотемпературному нанесению химико-термических покрытий (НХТО), которые отличаются неплохой технологичностью и высокой эксплуатационной долговечностью.

Такой исходной информацией располагали специалисты ТулГУ, когда поставили перед собой задачу найти оптимальный способ упрочнения поверхностей гильз и поршневых колец двигателя мотороллера. С этой целью были исследованы три различных способа геометрической обработки гильз и два режима НХТО-упрочнения поверхности поршневых колец.



Рис. 1

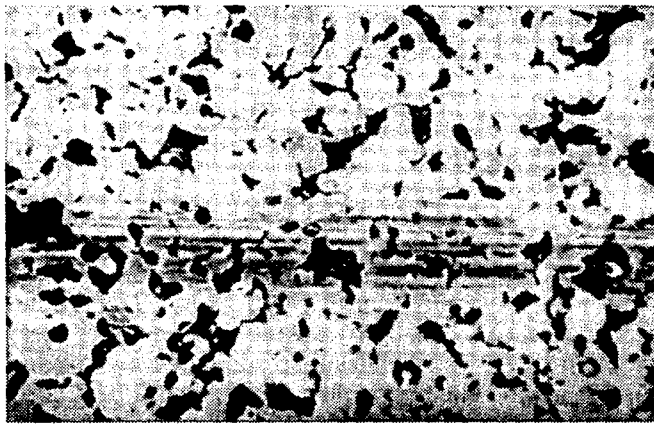


Рис. 2

Так, рельеф зеркала цилиндра формировали, во-первых, способом, применяемым сейчас в серийном производстве (тонкое растачивание с последующим предварительным, на шероховатость $R_z \approx 1,125$ мкм, и финишным, на шероховатость $R_z \approx 0,16$ мкм, хонингованием); во-вторых, способом "мелкая сетка" (тонкое растачивание и сразу же окончательное хонингование на шероховатость $R_z \approx 1,25$ мкм); в-третьих, способом "крупная сетка" (тонкое растачивание, "грубое" хонингование жесткими брусками и окончательное хонингование на шероховатость $R_z \approx 0,16$ мкм).

Варианты колец: серийные (без покрытия на периферийной поверхности) и два варианта колец с карбонитридным пористым покрытием, нанесенным методом никотрирования, т. е. в смеси аммиака и эндотермического газа при давлении 400 МПа (4000 кгс/см^2) и температуре 850 К (580°C). Длительность обработки колец при двух последних вариантах — 6 ч; соотношение "аммиак—эндогаз" в смеси — 30:70 (вариант № 1) и 70:30 (вариант НХТО № 2). Характеристика покрытия: твердость — 700 HV (вариант НХТО № 1) и 900 HV (вариант № 2); пористость (рис. 1 и 2) — 4 и 16 % соответственно.

В итоге получили девять сочетаний "обработка цилиндра—обработка поршневых колец". Результаты их испытаний на износостойкость приведены в табл. 1 и на рис. 3.

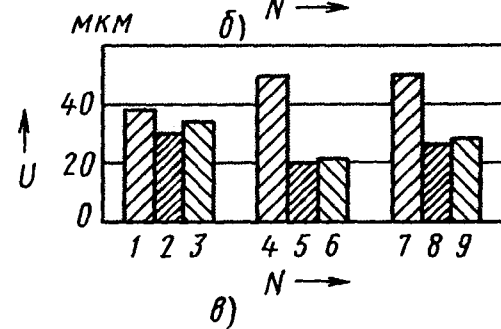
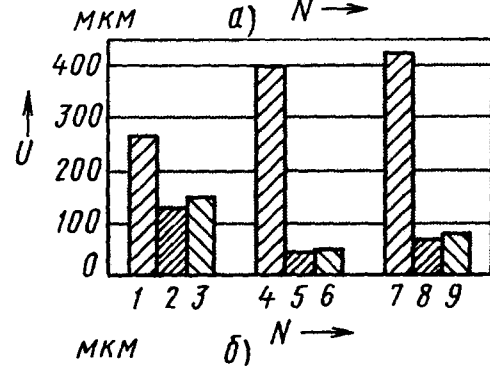
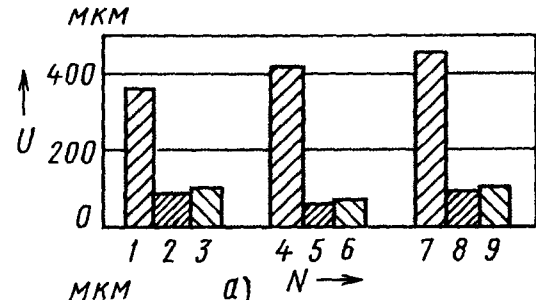


Рис. 3

Таблица 1

Способ обработки			Максимальный износ, мкм		
зеркала цилиндра	поверхности поршневых колец	№ способа обработки	зеркала цилиндра	верхнего поршневого кольца	нижнего поршневого кольца
Штатный	Штатный	1	38	265	360
		2	29	130	86
		3	34	150	100
"Мелкая сетка"	Штатный	4	50	390	420
		5	20	42	58
		6	21	48	67
"Крупная сетка"	Штатный	7	50	420	450
		8	26	64	90
		9	28	74	103

Таблица и рисунок позволяют сделать следующие выводы.

1. При серийных (штатных) поршневых кольцах наименьший максимальный износ (~ 38 мкм) имеют цилиндры со штатной же обработкой зеркала. Два других варианта явно хуже: цилиндры с крупной и мелкой сеткой в сочетании с серийными кольцами в одинаковых условиях испытаний изнашиваются на 50 мкм, т. е. их износ на 32 % больше.

2. Сочетание "кольца, обработанные по режиму НХТО № 1, и цилиндр с мелкой сеткой на зеркале" по износостойкости — самое выгодное: износ равен 20 мкм, т. е. он на 47 % меньше, чем у серийной пары. Лучшее в этом случае ведут себя также штатно обработанный цилиндр и цилиндр с крупной сеткой: их износ составляет соответственно 26 и 29 мкм, т. е. он на 31 и 24 % меньше, чем у пары серийной.

3. При кольцах, обработанных по режиму НХТО № 2, наименьший (21 мкм) максимальный зазор в замке получен в паре с цилиндром, имеющим мелкую сетку на зеркале (вариант № 6), а наибольший (34 мкм) оказался у цилиндра, изготовленного по серийной технологии (вариант № 3).

Таким образом, наилучшее из сочетаний — это "цилиндр с мелкой сеткой по зеркалу и кольца, обработанные по режиму НХТО № 1" (предельные износы верхнего кольца — 42 мкм, нижнего — 58).

Изнашивание цилиндров и поршневых колец, естественно, уменьшает мощность двигателя. Чтобы оценить с этой точки зрения различные способы обработки колец и цилиндров, тоже выполнили эксперименты. Их суть сводилась к измерению мощности двигателя перед началом обкатки и в ее ходе. Обкатка — ускоренная: 0,2 г пыли на 1 л топлива. Результаты измерений приведены в табл. 2.

Из таблицы видно, что для всех видов обработки цилиндров, работающих с серийными кольцами, максимальная мощность начинает уменьшаться после 5 ч обкатки. В то же время низкотемпературная химикотермическая обработка поршневых колец смещает зону завершения процессов приработки до 10 ч обкатки. При этом цилиндры в паре с кольцами, обработанны-

Способ обработки			Мощность двигателя, кВт (л. с.), при работе в течение		
зеркала цилиндра	поверхности поршневых колец	№ способа обработки	5 ч	10 ч	215 ч
Штатный	Штатное	1	11,25 (15,29)	11,20 (15,22)	11,15 (15,15)
	НХТО № 1	2	11,35 (15,42)	11,35 (15,42)	11,20 (15,22)
	НХТО № 2	3	11,50 (15,63)	11,50 (15,63)	11,40 (15,49)
"Мелкая сетка"	Штатное	4	11,65 (15,83)	11,60 (15,76)	11,50 (15,63)
	НХТО № 1	5	12,00 (16,30)	12,05 (16,37)	11,75 (15,96)
	НХТО № 2	6	11,60 (15,76)	11,60 (15,76)	11,40 (15,49)
"Крупная сетка"	Штатное	7	11,25 (15,29)	11,25 (15,29)	11,15 (15,15)
	НХТО № 1	8	11,40 (15,49)	11,40 (15,49)	11,32 (15,38)
	НХТО № 2	9	11,30 (15,35)	11,30 (15,35)	11,10 (15,08)

ми по схеме НХТО № 1 (на поверхности — высокопористый карбонитридный слой) имеют наибольший прирост мощности. Это лишний раз подтверждает применение никотрированных поршневых колец в цилиндропоршневых группах двигателей мотороллера не только повышает их долговечность по критерию износостойкости, но и улучшает мощностные показатели двигателя.

УДК 629.03:624.131.52.003.12

ОЦЕНКА ВОЗДЕЙСТВИЯ ДВИЖИТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЯ НА ПОЧВУ

Д-р техн. наук С. Б. ШУХМАН, А. С. ПЕРЕЛАДОВ
"НАМИ-Сервис"

Рассматривая движение автомобиля по грунтам (вне дорог), ограничиваться только показателями, характеризующими его эффективность (проходимость, энергетические затраты на движение, топливная экономичность, среднеэксплуатационная скорость и пр.), уже нельзя: не менее важно знать и степень вредного воздействия его двигателей на почву. Причем этот вопрос важен с точки зрения не только экономического, но и экологического вреда. Другими словами, оценка воздействия на почву важна не только для техники, предназначенной для использования в области сельского хозяйства, но и для любого автомобиля, работающего вне дорог с твердыми покрытиями. В том числе в строительстве, лесном хозяйстве, армейских условиях и т. п.

Способов, позволяющих улучшить проходимость и снизить уровень вредного воздействия двигателей

АТС на грунт, известно много. Это изменение параметров колесных движителей, увеличение их числа, уменьшение собственной массы автомобиля (при сохранении грузоподъемности), применение систем автоматического управления трансмиссией, регулирование давления в шинах и др. Но если проанализировать внимательно, то становится ясно: вариантов реализации способов всего лишь два.

Так, движение автомобиля по слабым грунтам с твердым подслоем может быть устойчивым, во-первых, тогда, когда колеса переднего моста разрушают верхний слой грунта, обладающий малой несущей способностью, и образуют уплотненную колею, на которой последующие колеса взаимодействуют уже с твердым подслоем; во-вторых, когда для движения используется несущая способность верхнего слоя грунта (например, движение на шинах с низким давлением на грунт — ародных, пневмокатах и др.).

К сожалению, эти, в общем, хорошо известные соображения в последние годы как-то отошли на второй план. Создатели полноприводных АТС заботятся в первую очередь об их проходимости, а не о сохранении почвы. Например, оснащают системой автоматического распределения мощности по колесам, задача ко-

Автомобиль	Позиция шины	Модель шины	Масса, приходящаяся на колесо, кг	Площадь контакта, см ²	Максимальное давление на почву колесного движителя по ГОСТ 26955—86, кПа (кгс/см ²)		Нормальное механическое напряжение в почве на глубине 0,5 м, кПа (кгс/см ²)	
					Норма	Факт	Норма	Факт
КАЗ-4540 "Урал-5557"	Передняя ось	НР-56	3049	715	241,5 (2,415)	512,3 (5,123)	67,5 (0,675)	203,6 (2,036)
	Задняя ось	И-247Б	2190	1114,5	210,0 (2,1)	236,3 (2,363)	50,0 (0,50)	111,1 (1,111)
ГАЗ-6008	Передняя ось	КИ-63	3110	1353,3	241,5 (2,415)	276,1 (2,761)	57,5 (0,575)	137,1 (1,371)
	Задняя ось		1100	270,3		450,8 (4,508)		130,1 (1,301)
			1620	636,8		282,3 (2,823)		86,1 (0,861)

Примечание. Нормы — для летне-осеннего периода, увеличенные на 15 %, так как высота рисунка протектора не превышала 25 мм.

торой — заставить каждое колесо работать на максимуме его сцепных возможностей и, следовательно, обеспечивать максимальную силу тяги автомобиля. Результат очевиден: неизбежны значительное буксование ведущих колес и разрушение поверхностного слоя почвы.

Все перечисленное свидетельствует об одном: для полноприводных автомобилей нужны дополнительные экологические критерии, характеризующие пару "двигатель—грунт".

Данный вывод — не новость. Его давно уже сделали специалисты, имеющие дело с сельскохозяйственной техникой. В теории и на практике они учитывают, что движение сельскохозяйственных машин по грунту всегда сопровождается уплотнением почвы, сдвигом и выносом части грунта вследствие буксования движителей, поворота машины и т. д., что в результате переуплотнения и изменения структуры почвы нарушается естественный ход физических и биологических процессов в ней, а следовательно, снижаются репродуктивные возможности почвы (смысловые синонимы: "угнетение растительности", "уменьшение биологической урожайности"). Более того, в ходе исследований ими получены и количественные характеристики взаимодействия движителей колесных машин с почвой. В частности, с почвой целинных или не подвергавшихся обработке более трех лет земель. Доказано: при уровне буксования колесных тракторов до 12—15 % структура почвы меняется незначительно; при 27—30 %, т. е. тогда, когда важнейший показатель проходимости, сила тяги, максимален, урожай по колее снижается на 25 %.

Специалисты по сельскому хозяйству располагают данными и по другим почвам. Например, илистым суглинкам: здесь увеличение коэффициента буксования от нуля до 20 % повышает плотность почвы в слое толщиной 15 см на 0,24 г/см³, а твердость — в 5—8 раз. При этом глубина колеи возрастает на 30 %. Если же коэффициент буксования колеса достигает 30,2 %, плотность почвы возрастает уже на 0,43 г/см³.

Таким образом, можно считать доказанным, что между снижением биологической урожайности почвы и степенью ее уплотнения колесным движителем есть вполне определенная количественная зависимость. Однако при расчетах пользуются, к сожалению, параметрами и коэффициентами, не применяемыми в общепринятой теории автомобиля. Кроме того, ныне

действующие нормативно-методические документы (ГОСТ 26955—86 "Нормы воздействия движителей на почву", ГОСТ 26953—86 "Методы определения воздействия движителей" и ГОСТ 26954—86 "Методы определения нормальных напряжений в почве") фактически не учитывают особенности движения автомобиля по грунту. Во-первых, в них рассматривается лишь воздействие движителей автомобиля в статическом (или весьма близком к нему) состоянии, тогда как это воздействие зависит и от конструкции трансмиссии; во-вторых, предельное удельное давление на почву ГОСТ ограничивает величиной 80—210 кПа (0,8—2,1 кгс/см²), хотя у автомобиля при движении по грунту оно может достигать 400—500 кПа (4—5 кгс/см²). Это хорошо видно из табл. 1, в которой приведены результаты агротехнической оценки, выполненной НИЦИАМТом для трех серийных автомобилей сельскохозяйственного назначения.

Из сказанного следует: оценивая разрушающее воздействие движителя автомобилей высокой проходимости на почву, нужно учитывать снижение репродуктивных возможностей в следе не только от вертикальных нагрузок на колесо, но и от буксования движителя, а в качестве оценочного критерия брать коэффициент $K_{пч}$ воздействия движителя на почву, равный разности $(1 - K_h K_s)$, где K_h — коэффициент, величина которого зависит от глубины колеи, прокладываемой колесным движителем автомобиля; K_s — коэффициент, характеризующий разрушающее воздействие на почву буксования движителя.

Формулы для расчета этих коэффициентов следующие:

$$K_h = 1 - A_{h1}(cA_{h2}^\mu)^\beta; \quad K_s = 1 \quad \text{при } s \leq s_0;$$

$$K_s = 1 - \frac{s^2 - s_0 s}{s_m(s_m - s_0)} \quad \text{при } s_0 < s \leq s_m$$

$$\text{и } K_s = 0 \quad \text{при } s > s_m.$$

В них: c и μ — наиболее широко распространенные коэффициенты, характеризующие деформационные свойства грунта (по данным коэффициентам накоплена значительная статистика, дающая возможность проведения расчетов); A_{h1} и β — коэффициент аппроксимации и показатель степени, полученные в результате ана-

Модель трактора, автомобиля	Модель шины	Масса трактора, автомобиля, кг	Распределение масс по осям ($G_{м1}/G_a$)	$K_{пч}$
МТЗ-50	Ф-287	2720	0,350	0,07
К-701	ФД-12	13706	0,668	0,10
ВАЗ-2121 ("Нива")	ВЛИ-5	1550	0,483	0,14
УАЗ-3165	Я-484	2530	0,420	0,15
УАЗ-3162	Я-484	2820	0,418	0,17
КАЗ-4540	НР-56	12100	0,494	0,62
"Урал-5557"	И-247Б	10400	0,413	0,41
"Урал-43206" (4×4)	ИД-П284	12150	0,380	0,31
ЗИЛ-4334 (6×6)	БЦИ-П276	11600	0,348	0,28
КамаЗ-6350 (8×8)	"Кама-1260"	21845	0,262	0,51

Примечания. 1. Условия движения — суглинистый грунт средней (20 %) влажности ($c = 0,35$; $\mu = 0,77$; $A_{h1} = 1,33 \cdot 10^{-2}$; $\beta = 2,9$).
 2. Расчет $K_{пч}$ для автомобилей КАЗ-4540 и "Урал-5557" выполнен по "весовым" параметрам агротехнической оценки.
 3. $S_0 = 0,14$.

лиза воздействия глубины образуемой колесом колеи на последующее развитие основных видов дерновых покровов средневропейской части России и ряда сельскохозяйственных культур ($A_{h1} = 8,5 \cdot 10^{-2} \div 2,5 \cdot 10^{-8}$, m^2/H ; $\beta = 2,7 \div 3,2$); A_{h2} — глубина прокладываемой автомобилем колеи, m ; s — коэффициент буксования двигателя; s_0 — принятое пороговое значение коэффициента буксования, превышение которого ведет к существенному увеличению коэффициента $K_{пч}$; s_m — коэффициент буксования двигателя, соответствующий 100%-му срезу слоев грунта грунтозацепами.

На стадии проектирования автомобиля и моделирования его движения величину $K_{пч}$ для одиночного колеса в диапазоне $s_0 < s \leq s_m$ можно подсчитать по уравнению:

$$K_{пч} = 1 - \left(1 - A_{h1} \left[\frac{\frac{1}{2c^{2\mu} g m_k}}{B \sqrt{2r_{кc}} (2 - 0,87\mu + 0,2\mu^2) \left(1 - \frac{\gamma_{шг} P_k}{r_{кc}} \right)} \right]^{\frac{\beta\mu}{\mu + 0,5}} \right) \times \left(1 - \frac{s^2 - s_0 s}{s_m (s_m - s_0)} \right),$$

где m_k — масса, приходящаяся на колесо; g — ускорение свободного падения; $r_{кc}$ — радиус качения колеса в свободном режиме; B — ширина обода колеса; $\gamma_{шг}$ — коэффициент тангенциальной податливости пары "шина—грунт"; P_k — отводимая от колеса продольная сила.

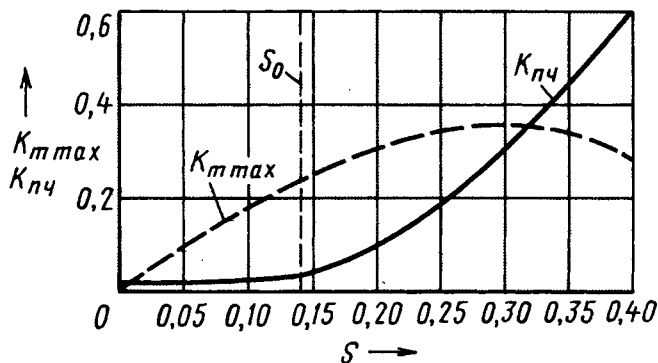
Для автомобиля в целом порядок расчета $K_{пч}$ следующий.

1. Вычисляются глубины колеи (отсчет ведется от уровня перед передним колесом), образуемой каждым из колес, и значения буксования каждого колеса в зависимости от условий движения (характеристик грунта, нагрузок, подводимого крутящего момента и т. д.).

2. Определяется величина $K_{пч}$ для каждого из колес. В качестве $K_{пч}$ для автомобиля в целом принимается наибольшее из полученных значений.

Результаты расчета по данному алгоритму приведены в табл. 2.

Физический смысл коэффициента $K_{пч}$ состоит в том, что он напрямую коррелируется со снижением репродуктивных возможностей почвы в следе движителя. Так, если $K_{пч} = 0$, то воздействия нет; если $K_{пч} = 1$, воздействие движителя на почву несовместимо с восстанов-



лением нормальных процессов жизнедеятельности в следе в течение как минимум одного года.

Правда, он, как и существующие оценочные критерии по ГОСТ 26955—86, не содержит информации о площади, подвергаемой воздействию движителями автомобиля в процессе его движения. Но хорошо уже то, что он оценивает колесную машину с экологической точки зрения комплексно. Причем, и это очень важно в практическом плане, степень разрушающего воздействия движителя на грунт оценивается с помощью общепринятых в теории движения автомобиля по грунту показателей системы "двигатель—опорная поверхность" (параметров c и μ уплотнения грунта и параметров, характеризующих сцепные свойства и используемых при расчете $\gamma_{шг}$, s и s_m . Так, c_0 — коэффициент внутреннего сцепления грунта; $\text{tg } \varphi_0$ — коэффициент внутреннего трения в грунте; β — коэффициент трения резины по грунту.

Математический аппарат теории автомобиля можно использовать и для сравнения такого важнейшего из показателей, как коэффициент $K_{тmax}$ наибольшей удельной силы тяги на крюке (ведущем колесе), с коэффициентом $K_{пч}$. Например, из рисунка, где приведены зависимости $K_{пч}$ и $K_{тmax}$ от скольжения колес автомобиля ВАЗ-2121, оборудованного шинами ВЛИ-5, при его медленном равномерном движении по дерново-подзолистой среднесуглинистой почве с заблокированным межосевым приводом просматривается довольно любопытный факт: при $s > 20\%$ незначительное (до 7 %) увеличение силы тяги на ведущем колесе вызывает существенный (в 2 раза и более) рост $K_{пч}$. Отсюда можно сделать вывод: если автомобиль — армейского назначения, то ясно, что для него нужен возможно больший $K_{тmax}$, и "экологией" придется поступиться; если же он предназначен для работы в лесном, сельском хозяйстве или для использования в качестве массового вседорожного полноприводника, то важнее показатель $K_{пч}$.

Таким образом, предлагаемая методика и критерий $K_{пч}$ дают возможность уже на стадии проектирования автомобиля количественно оценивать, как то или иное изменение конструкции (распределение крутящих моментов, частот вращения по ведущим колесам автомобиля в сочетании с распределением массы по его осям,

тип шин, давление воздуха в них и т. д.) будет сказываться на почве, а следовательно, сравнивать различные автомобили и колесные транспортные средства вообще не только по показателям проходимости, но и с точки зрения экологической безопасности.

УДК 629.11.012.24

ШПОНКА — ДЕТАЛЬ, В СОЕДИНЕНИИ "ВАЛ—ШЕСТЕРНЯ" ЛИШНЯЯ

И. Г. СМИРНОВ, А. И. КОЗАДАЕВ,
канд. техн. наук Ю. В. КОРОВИН

КамАЗ, КГСХА

Шпонка, чаще всего выполненная в виде сегмента, как известно, очень широко применяется в машиностроении, в том числе и в автомобилях: с ее помощью соединяют валы с шестернями зубчатых передач, шкивами, маховиками и т. п. Считается, что она — лучшее средство передачи крутящего момента от вала к насаженной на него детали.

Шпонки устанавливаются в пазы, выполненные в теле вала и теле ступицы шестерни. При расчетах соединения на прочность принимается, что вал, шпонка и ступица работают как одно целое. Но это далеко не так, уже хотя бы потому, что пазы под шпонку — типичные концентраторы напряжений, из-за которых усталостная прочность того же вала будет заведомо ниже, чем в сплошных его сечениях. Кроме того, трехэлементное соединение в принципе не может работать так, как работала бы в тех же условиях деталь, выполненная сплошной.

Чтобы убедиться в этом, рассмотрим (рис. 1) случай, когда посадочные размеры (диаметры) прямого зубчатого колеса и вала, на котором колесо смонтировано, равны. То есть колесо установлено на вал

без зазора и без натяга. Более того, допустим даже, что вал и шпонка в силовом отношении представляют собой единое целое. Это будет означать, что шпонка при вращении вала своей боковой поверхностью давит на боковую стенку выточки в ступице шестерни с некоторой силой $F_{ш}$, вектор которой перпендикулярен поверхности данной стенки. Линия действия силы $F_{ш}$, как видно из рисунка, располагается на расстоянии H от оси O вращения вала. Зубчатое колесо всегда работает в паре с другим колесом, следовательно, на его зубья действует сила F_k от этого другого колеса. Наконец, сам вал давит на ступицу с силой F_B , причем точка K ее приложения во время работы перемещается по дуге $K'K''$, стягивающей угол $2\gamma_{max}$. Линии действия названных сил пересекаются в точке S . Условие равновесия системы "вал—шпонка—зубчатое колесо": $\vec{F}_k + \vec{F}_{ш} + \vec{F}_B = 0$.

Очевидно, что из-за упругой деформации вала и ступицы шестерни в зоне действия силы F_B (окрестность точки K) в окрестности точки M образуется зазор S , наибольшая величина которого (S_{max}) имеет место по линии KM . Это означает, что сила F_B нарушает соосность вала и зубчатого колеса. Другими словами, при одинаковых посадочных диаметрах вала и ступицы шестерни неизбежно биение колеса, и шпонка воспрепятствовать этому не может, что, конечно, отрицательно сказывается на работоспособности и долговечности зубчатой передачи. И выход здесь один: посадить колесо на вал с натягом, большим S_{max} . Благодаря этому получается состояние, показанное на рис. 2, где линии 1 и 2 иллюст-

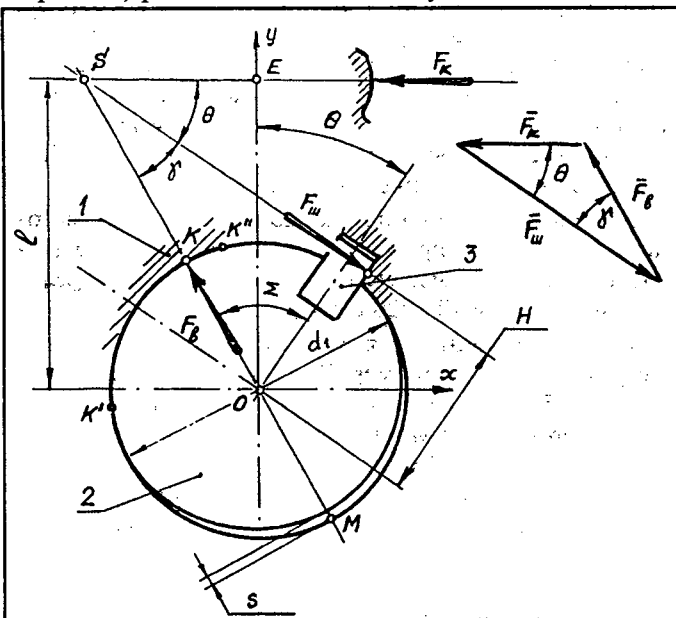


Рис. 1

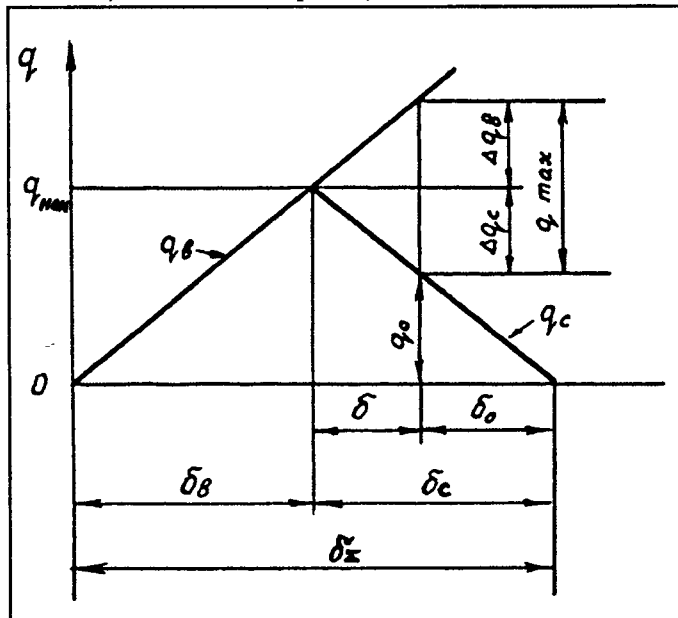


Рис. 2

рируют соответственно связь между деформацией вала (δ_b) и ступицы (δ_c) шестерни и давлениями вала на ступицу в статических положениях соединения. При работе последнего давление q в точке K (см. рис. 1) приложения силы F_b возрастает на величину Δq_b , а в точке M , наоборот, уменьшается на величину Δq_c . По этой причине в точке K соединение деформируется еще больше, а в точке M деформация несколько уменьшается. Причем последняя, в принципе, может стать даже отрицательной, т. е. соединение раскроется. Чтобы такого не случилось, в точке M всегда должно оставаться некоторое давление q_0 , обеспечивающее прижатие вала к ступице. То есть нужна некоторая остаточная деформация ($\delta_{ост}$) вала и ступицы в точке M .

Шпонка ее обеспечить не может. Значит, действительно необходима посадка с натягом. Причем, в принципе, его можно сделать большим — достаточным, чтобы исключить проворачивание шестерни на валу. Тогда возникает вопрос: а нужна ли шпонка вообще?

Такова, если коротко, "физика" работы соединения "вал—шпонка—шестерня". Если же говорить о практической стороне проблемы, то ее решение сводится, как следует из сказанного выше, к определению нужной остаточной деформации ($\delta_{ост}$), т. е., в конечном счете, — типа посадки шестерни на вал.

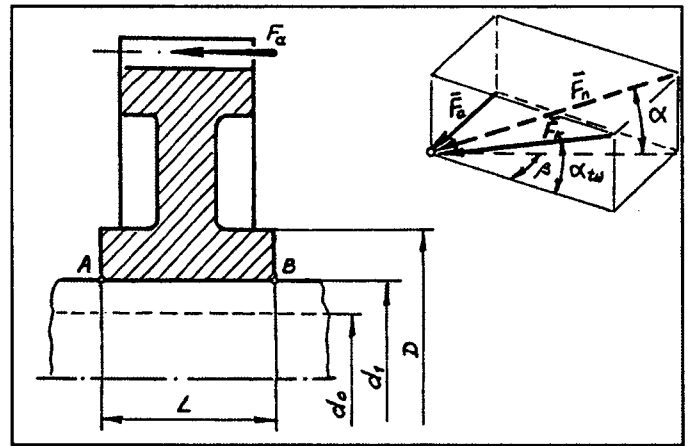


Рис. 3

Необходимые для этого расчетные данные можно получить, используя хорошо известные зависимости Ляме — формулы № 5 и 6, приведенные в таблице.

В них, как видим, входят разные параметры. Одни — такие, как коэффициенты Пуассона материалов вала (M_b) и ступицы шестерни (M_c), модули упругости тех же материалов (E_b и E_c) — берутся из соответствующих справочников; другие (диаметры d_0 , d_1 и D) дает чертеж (рис. 3) соединения; третьи (c_b , c_c , Δq) нужно рассчитывать по формулам № 7—9.

Условие нераскрытия соединения в точке M можно записать в виде: $q_0 = q_m - q_c > 0$. Или: $q_m = Kq_{max}\chi$, где K — коэффициент запаса натяга, равный, судя по статистике, 1,2—1,5. (Бóльшие значения берутся в случае, если предполагается, что в эксплуатации соединение может подвергаться разборке и повторной сборке.)

Для расчета натяга N_p в соединении используется формула № 10. Затем по нему подсчитывается так называемый теоретический натяг (N_t)¹, по которому и выбирается посадка.

В соединениях "вал—шестерня" применяют не только прямозубые, но и цилиндрические косозубые, а также конические зубчатые колеса. В них действует и осевая сила F_a , которая в точке B (рис. 3) создает момент $M_a = 0,5F_a r_k = 0,5F_a d$. Он тоже может раскрыть соединение "вал—ступица" в этой точке, а в зоне точки A — привести к росту давления на величину Δq_a . Поэтому формула № 9 превращается в формулу № 11.

Алгоритм применения рассмотренной выше методики покажем на примере соединения ведущего зубчатого колеса промежуточного вала коробки передач автомобиля КамАЗ-5320 с этим валом.

Исходные данные для расчета: номинальный диаметр (d_0) — 55 мм; размер H — 30,5 мм; длина L ступицы — 55 мм; параметры шероховатости сопрягаемых поверхностей ступицы и вала: R_{ac} — 1,25 мкм, $R_{ав}$ — 1,25 мкм, R_{zcb} — 6,3 мкм; параметры зубчатого колеса: $z = 46$, $m = 4,25$ мм, $\alpha_t = 20^\circ$, делительный диаметр $d = 205,56$ мм, диаметр d_0 основной окружности —

¹ Якушев А. И. и др. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения. — М.: Машиностроение, 1987 г.

Расчетная формула	№ формулы	Примечания
$F_k = 2M_k/r_k = 2M_k/mz\cos\alpha_t$	1	m — модуль зацепления зубчатой пары; z — число зубьев колеса; α_t — угол зацепления зубчатой пары
$F_{ш} = F_k r_k / H$	2	—
$F_b = F_k \sin\theta / \sin\gamma$	3	θ — угол, определяющий положение шпонки относительно оси $OУ$ неподвижной системы прямоугольных координат
$\gamma = \arctg \frac{r_k \sin\theta}{r_k \cos\theta - H} - \theta$	4	$\gamma_{max} = \arcsin(H/2r_k)$
$\delta_{b_{ост}} = \Delta q_b d_1 C_b / E_b$	5	—
$\delta_{c_{ост}} = \Delta q_c d_1 C_c / E_c$	6	—
$C_b = \frac{1 + (d_0/d_1)^2}{1 - (d_0/d_1)^2} - \mu_b$	7	—
$C_c = \frac{1 + (d_1/D)^2}{1 - (d_1/D)^2} + \mu_c$	8	—
$\Delta q_m = q_{max} E_b c_b : (E_b c_b + E_c C_c) = q_{max} \chi$	9	—
$N_p = q_m d_1 (C_b / E_b + C_c / E_c)$	10	—
$q_a = GM_a / d_1 L^2 = 3M_a d / d_1 L^2$	11	—
$F_{b_{max}} = F_k (d/2 + H) : H$	12	—
$F_{b_{min}} = F_k (d/2 - H) : H$	13	—
$q_{max} = \frac{4F_{b_{max}}}{\pi d_1 L} + \frac{6M_{a_{max}}}{d_1 L^2}$	14	—

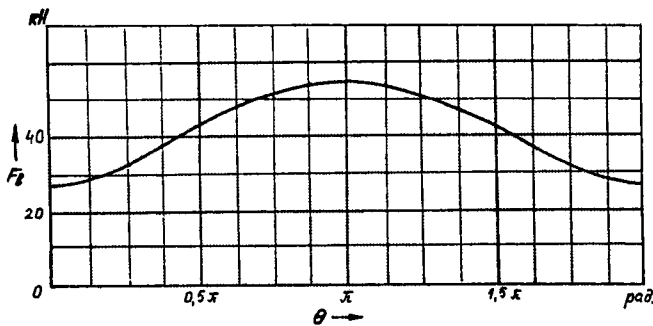


Рис. 4

191,98 мм, диаметр D ступицы — 85 мм, угол β наклона линии зуба — 18° ; минимальный крутящий момент ($M_{a \max}$) на валу — $1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$; допуск на посадочный диаметр ступицы шестерни — 30 мкм.

Силу $F_{\text{п}}$ (см. рис. 3) давления приводимой шестерни на шестерню, посаженную на промежуточный вал коробки передач, представим в виде двух составляющих — $F_{\text{к}}$ (касательная к основному цилиндру в торцевой его плоскости) и $F_{\text{а}}$ (осевая). Их величины соответственно равны: $F_{\text{к}} = 2M_{\text{а}}/d = 2 \cdot 1300/0,19198 = 13543 \text{ Н}$; $F_{\text{а}} = 2M_{\text{а}} \text{tg } \beta/L = 2 \cdot 1300 \text{ tg } 18^\circ = 755,37$.

Кривая изменения силы $F_{\text{в}}$, прижимающей вал к ступице в точке K (рис. 1), описывается уравнением № 3 и приведена на рис. 4, что позволяет определить $F_{\text{в max}}$ и $F_{\text{в min}}$. Однако эти величины можно найти и по формулам № 12 и 13 (соответственно). В частности, в нашем случае: $F_{\text{в max}} = 53945 \text{ Н}$, поскольку $d/2 = 0,19198 \text{ м}$, а $M_{\text{а}} = F_{\text{а}} \cdot d/2 = 422,426 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Наибольшее давление (q_{max}), прижимающее вал к посадочной поверхности ступицы шестерни, подсчитывается по формуле № 14. Оно равно $37,94 \text{ МПа}$.

Учитывая, что вал сплошной, т. е. $d_0 = 0$, по формулам № 7, 8 рассчитываем значения коэффициентов Ляме, а по формуле нераскрытия соединения в точке M и формуле № 9 — давление ($q_{\text{м}}$) и величину ($N_{\text{р}}$) расчетного натяга ($c_{\text{в}} = 0,7$; $c_{\text{с}} = 2,74$; $\chi = 0,796$; $q_{\text{м}} = 45,3 \text{ МПа}$; $N_{\text{р}} = 43 \text{ мкм}$). Теоретический натяг $N_{\text{т}} = N_{\text{р}} + 1,2(R_{\text{зв}} + R_{\text{zc}}) = 43 + 1,2(6,3 + 6,3) = 58,1 \text{ мкм}$. Допуск на изготовление посадочного диаметра ступицы равен 30 мкм, поэтому нижнее предельное отклонение (HO) вала должно быть не менее $88,1 \text{ мкм}$. Если учесть к тому же, что в процессе эксплуатации вполне возможны переборка коробки передач и, следовательно, демонтаж и повторный монтаж рассматриваемой пары, то натяг нужно увеличить. Ближайший к $88,1 \text{ мкм}$ натяг (92 мкм) обеспечивает посадка $H7/x7$. Легко подсчитать, что при таком натяге соединение выдерживает $M_{\text{а}} = 1700 \text{ Н} \cdot \text{м}$, что в 1,3 раза больше $M_{\text{а max}} = 1300 \text{ Н} \cdot \text{м}$. При этом дуга $K'K''$ перемещения точки приложения равнодействующей сил давления вала на ступицу стягивает угол $2\gamma_{\text{max}} = 19,3^\circ$.

Таким образом, из всего сказанного можно сделать следующие выводы.

1. В случаях, когда к детали, устанавливаемой на вал, приложена постоянная по величине и направлению сила $F_{\text{к}}$, сила взаимодействия между валом и ступицей оказывается переменной как по величине, так и по направлению. Поэтому сопряжение нужно собирать с натягом.

2. Посадка, обеспечивающая нераскрытие стыка "вал—ступица", как правило, обеспечивает передачу момента за счет сил трения. Поэтому шпонку можно исключить из конструкции, снизив тем самым стоимость соединения и повысив (нет концентратора напряжений) выносливость вала.

Читатель предлагает



К рабочим процессам современных ДВС предъявляется, как известно, много требований, но главные из них два: как можно меньше расходовать топлива на единицу вырабатываемой мощности и как можно меньше загрязнять окружающую среду, т. е. выбрасывать в нее с отработавшими газами монооксида углерода, несгоревших углеводородов, оксидов азота и некоторых других вредных веществ. Общеизвестный путь решения первой задачи — повышение степени сжатия до 12—14 и более, решения второй — обеспечение коэффициента избытка воздуха, равного 1,15—1,2. Цель в обоих случаях очевидна: повысить термический КПД цикла, т. е. эффективность теплоиспользования энергии, содержащейся в топливе. Автор публикуемой ниже статьи дает (пат. № 2147341, РФ) свое решение обеих задач: АГТД на основе цикла Хольцварта, по эффективности превышающий цикл Отто.

УДК 629.621.433

АГТД, РАБОТАЮЩИЙ ПО ЦИКЛУ ХОЛЬЦВАРТА

Д. А. ДАВЫДОВ

Главная особенность предлагаемого вниманию читателей автомобильного газотурбинного двигателя состоит в том, что коэффициент избытка воздуха в его

камерах сгорания на всех частотах вращения и эксплуатационных режимах работы остается постоянным, близким к 1,15—1,2. Вторая его особенность: он — много-топливный, т. е. может работать на бензине, дизельном топливе, газе и даже растительных маслах. Причем для перехода с одного топлива на другое никаких принципиальных изменений конструкции не требуется.

Данный АГТД (рис. 1 и 2) — двухвальный, т. е. выполнен по схеме, широко применяемой на авиацион-

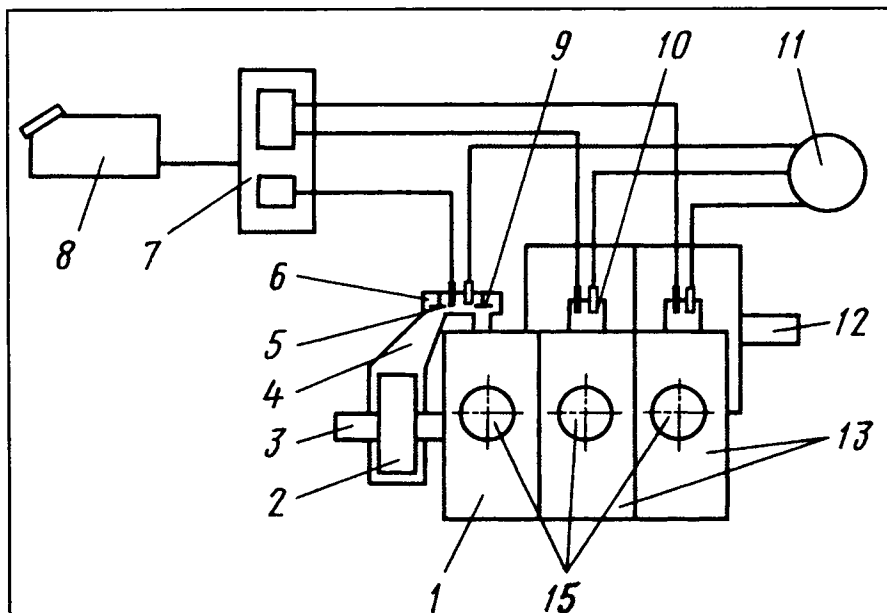


Рис. 1. Общая схема АГТД:

1 и 13 — компрессоры; 2 — турбина привода вала компрессоров; 3 — вал компрессоров; 4 и 21 — сопла Лавалья; 5 — дроссель-клапан; 6 и 10 — камеры сгорания; 7 — топливный насос; 8 — топливный бак; 9 — впускной клапан; 11 — распределитель зажигания; 12 — выходной вал; 14 — лопатка, разделяющая всасывающую и нагнетательную полости компрессора; 15 — впускное окно; 16 — ротор; 17 — корпус компрессора; 18 — выпускное окно; 19 — свободная тяговая турбина; 20 — выпускной клапан. (Часть позиций см. на рис. 2)

ных ГТД. На первом (3) его валу расположены три (1 и 13) циклически действующих компрессора, а также приводящая их турбина 2; на втором (12) — тяговая турбина 19. Первый (1) компрессор обеспечивает работу турбины 2, а два других (13) — турбины 19, пода-

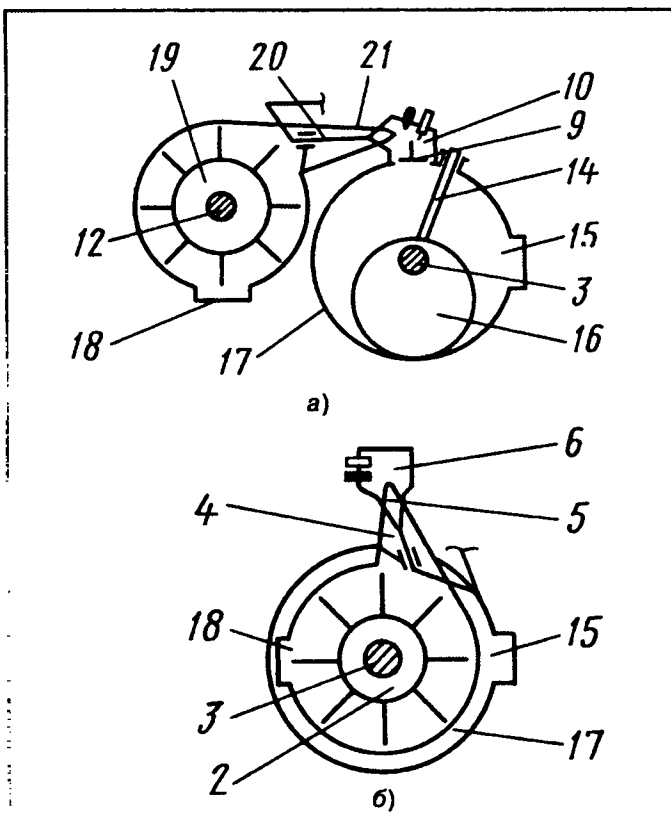


Рис. 2. Схемы тяговой турбины (а) и привода вала компрессора (б) (обозначения — те же, что и на рис. 1)

вая сжатый ими воздух в соответствующие (6 и 10) камеры сгорания. Особенность процесса сгорания топлива в камерах — то, что он идет при постоянном объеме. Воздух подается во все камеры одинаково — через подпружиненные клапаны 9. При сгорании топлива образующиеся газы через выпускные клапаны сопла Лавалья (4 и 21) и выпускные клапаны 5 и 20 поступают на турбины. Причем выпускные клапаны разные.

Так, клапан 5 представляет собой дроссель-клапан, т. е. выполнен в виде обтекаемого конуса, от положения которого зависят площадь выходного отверстия сопла Лавалья и, следовательно, количество, скорость газов в межлопаточных каналах турбины привода вала компрессоров и частота ее вращения.

Выходные клапаны камер сгорания тяговой турбины — нерегулируемые, выполнены без выходного конуса. Тем не менее частота вращения этой турбины — регулируемая. Роль регулятора выполняет турбина 2: изменяя частоту своего вращения, тем самым изменяет и частоту вращения всех трех циклически действующих компрессоров.

А значит — частоту рабочих циклов во всех камерах сгорания. Благодаря этому меняется и выходная мощность свободной тяговой турбины.

Подача топлива, открытие и закрытие впускных и выпускных клапанов камер сгорания, искрообразование на свечах зажигания осуществляются синхронно с вращением вала компрессоров. При этом на каждую порцию сгорания и той же массы сжатого и поступившего в камеру сгорания воздуха циклически подается одно и то же количество топлива. Другими словами, каждой порции воздуха соответствует точно дозированная порция топлива, обеспечивающая работу двигателя при коэффициенте избытка воздуха, равном 1,15.

Такое дозирование выполняет система автоматического регулирования. Следует подчеркнуть: несмотря на постоянство коэффициента избытка воздуха, равного 1,15, выходная мощность тяговой турбины может меняться в очень широких пределах, в зависимости от условий движения автомобиля. Достигается это не за счет количества топлива, подаваемого в камеры сгорания, а за счет того, что меняются скорость и расход газа, подаваемого на турбину привода вала компрессоров. То есть, как сказано выше, изменения проходного сечения дроссель-клапана 5. Именно он, прикрываясь или приоткрываясь, уменьшает или увеличивает частоту вращения вала компрессоров, меняя соответствующим образом число совершаемых рабочих циклов и соответственно мощность турбины 19. Очевидно, что при полностью открытом клапане мощность тяговой турбины максимальна, а в положении его минимального открытия близка к нулю (режим холостого хода).

Двухвальная конструкция имеет еще одно преимущество: такому двигателю не нужна муфта сцепления.

Правда, это усложняет конструкцию топливного насоса-регулятора, требует отсечки подачи газов на тяговую турбину в режиме "холостой ход", но и дает возможность экономить топливо на остановках и стоянке транспортного средства при работающем двигателе.

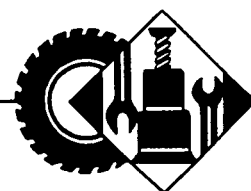
И еще одно. Тем, кто занимается газотурбинными двигателями, хорошо известно, что выпускные клапаны камер сгорания — самое слабое звено в конструкции двигателей со сгоранием при постоянном объеме: они располагаются в потоке газов, отсюда — большие потери энергии. Поэтому в рассматриваемом двигателе данные клапаны — очень небольших размеров, с

седлом в области критического сечения сопел и высоким быстродействием, имеют хорошо обтекаемую форму. Благодаря этому гидравлические потери на них сведены к минимуму.

Наконец, последнее.

Обедненная топливовоздушная смесь, как известно, не пригодна для пуска двигателя. Поэтому для рассматриваемого двигателя предусмотрено устройство ее предпускового обогащения — топливоподающий насос, который подает дополнительное количество топлива в камеру сгорания турбины 2 в период пусковой ее раскрутки электростартером.

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ



УДК 629.621.436.628:003.12

ОЦЕНКА ДЫМНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЕЙ. Цикл ELR

Канд. техн. наук А. Р. КУЛЬЧИЦКИЙ, Ю. И. ЧЕСТНОВ, В. Л. ПЕТРОВ
НИКТИД

С 2000 г. в Западной Европе, в связи с введением норм уровня "Евро-3", удельные выбросы вредных веществ с отработавшими газами дизелей тяжелых грузовых АТС проверяются по двум ездовым циклам — модифицированному 13-ступенчатому стационарному (ESC) и циклу испытаний на гетеродных режимах (ETC), которые пришли на смену циклу по Правилам № 49-02 ЕЭК ООН. Кроме того, дымность дизелей оценивается по новому циклу ELR, заменяющему циклы Правил № 24-03 ЕЭК ООН.

Так, согласно требованиям Правил № 24-03 параметры, характеризующие дымность отработавших газов, определяются на двух режимах — установившихся по внешней скоростной характеристике и свободного ускорения в диапазоне от минимальных до максимальных частот вращения коленчатого вала на холостом ходу. Но информативность последнего специалистами подвергается сомнению. Поэтому вполне понятно стремление заменить его более совершенным с этой точки зрения циклом ELR, т. е. европейским тестом реакции на нагрузку.

Данный цикл представляет собой (рис. 1) последовательность периодических ступенчатых изменений нагрузок дизеля при его работе на четырех скоростных режимах, первые три (A, B и C) из которых соответствуют режимам цикла ESC, а четвертый (дополнительный, произвольный) — любому из режимов, входящих в контролируемый диапазон скоростей (между A и C). При контроле на каждом из четырех перечисленных режимов нагрузка изменяется не менее трех

раз, и в каждом случае измеряется дымность отработавших газов (рис. 2).

В данной технологии есть одна тонкость. Дело в том, что нагрузка при реализации цикла ELR должна изменяться не прямо, а косвенно, как реакция системы автоматического регулирования частоты вращения нагружающего устройства на возмущение со стороны, которое есть результат перемещения рычага управления

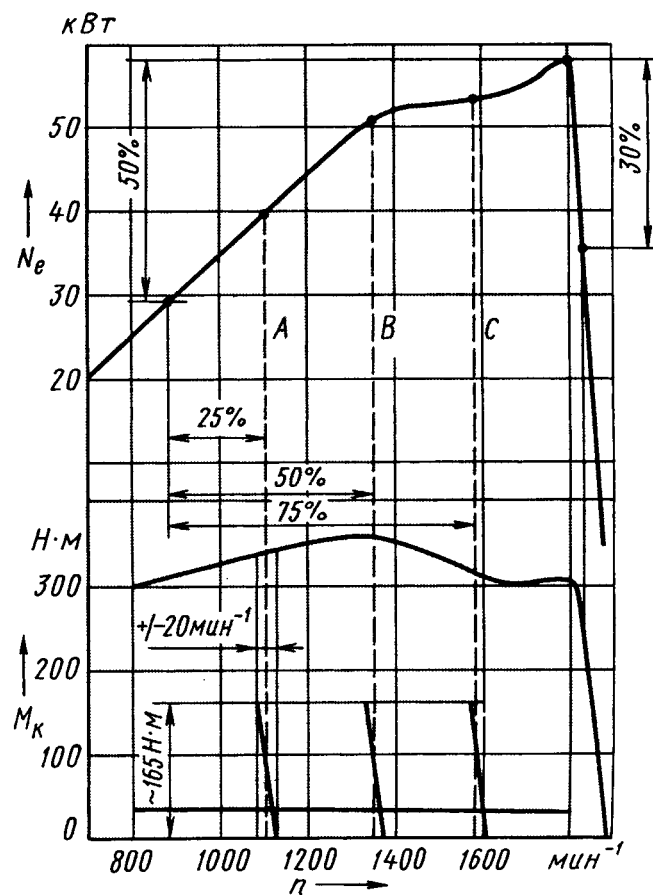


Рис. 1. Схема реализации циклов ESC и ELR

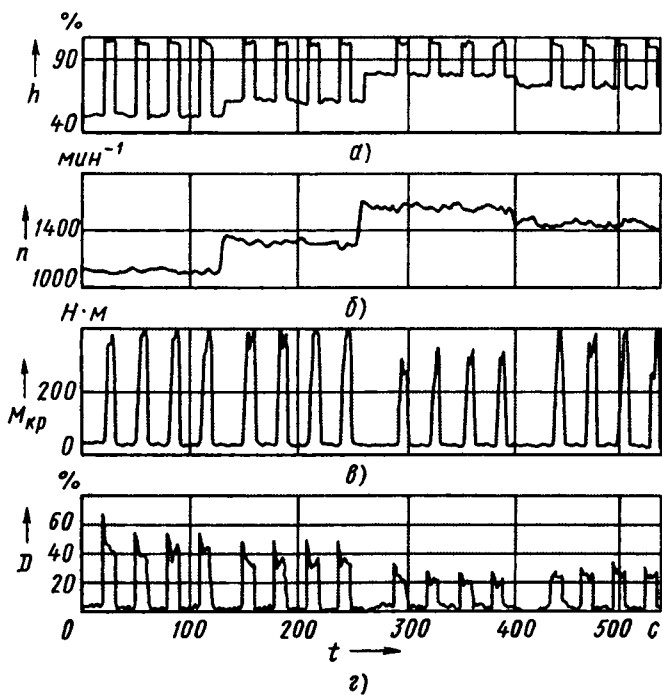


Рис. 2. График реализации цикла ELR

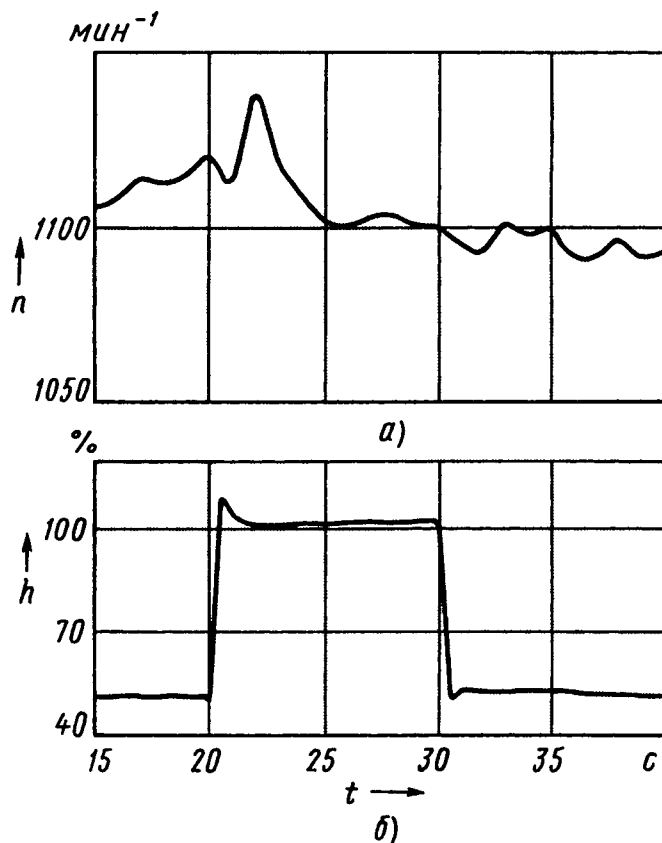


Рис. 3. Колебания частоты вращения коленчатого вала (а) при перемещении рычага привода ТНВД (б)

подачей топлива (рейки ТНВД) из начального, соответствующего $10\% M_{кр \max}$ на данном скоростном режиме, положения в положение, соответствующее полной подаче топлива. И система, чтобы сохранить заданный скоростной режим, должна автоматически увеличить момент сопротивления нагружающего устройства.

При этом нужно выполнять следующие нормативные ограничения. Во-первых, промежуточное (начальное) положение h рычага управления ТНВД должно быть таким, чтобы момент сопротивления поддерживался с погрешностью $\pm 2\%$; во-вторых, реакция системы автоматического управления на возмущение — такой, чтобы изменение частоты вращения коленчатого вала в течение первых 3 с после начала перемещения рычага не превышало $\pm 150 \text{ мин}^{-1}$, а затем колебания этой частоты стабилизировались в диапазоне $\pm 20 \text{ мин}^{-1}$.

Нормируются также время выдержки рычага в начальном положении ($20 \pm 2 \text{ с}$), время его выдержки в положении, соответствующем полной подаче топлива ($10 \pm 1 \text{ с}$), и время, в течение которого он переводится на очередной скоростной режим дизеля ($20 \pm 2 \text{ с}$). Скорость же перемещения рычага из промежуточного положения в положение полной подачи топлива формально не нормируется. Однако, исходя из допусков, установленных для других временных интервалов, можно сделать вывод, что максимальное время перемещения рычага не может превышать 3 с. (Данный момент процедуры представляется наиболее важным, так как именно в это время происходят процессы, обуславливающие максимальные значения дымности отработавших газов.)

Исходя из всего сказанного выше, можно сформулировать требования к оборудованию, необходимому для реализации цикла ELR.

1. Нагружающее устройство должно быть оборудовано системой автоматического регулирования частоты вращения.
2. Для реализации цикла необходимо программирующее устройство.

3. Для управления ТНВД нужно иметь устройство, обеспечивающее двухпозиционное регулирование рычага управления, первое из которых обеспечивает начальное положение рычага, а второе — положение полной подачи топлива. Но высокие требования к точности поддержания нагрузки на начальном режиме ($\pm 2\%$ наибольшего значения крутящего момента) и то, что дизель может быть оборудован ТНВД с всережимным регулятором частоты вращения, усложняют дело. Потому что наличие всережимного регулятора исключает однозначную зависимость нагрузки от положения рычага управления ТНВД: в данном случае между рейкой ТНВД и рычагом жесткой связи, как известно, нет, поэтому положение рейки определяется равновесием сил деформации пружины регулятора и центробежных сил, действующих на грузики этого регулятора. То есть оно зависит как от положения рычага, так и от частоты вращения коленчатого вала дизеля. Что из этого может получиться, хорошо видно из рис. 1, где показаны допустимые области изменения данной частоты на заданных скоростных режимах.

Как уже упоминалось, допустимое изменение частоты вращения коленчатого вала в характерных точках составляет $\pm 20 \text{ мин}^{-1}$. Но из рисунка видно, что область изменения крутящего момента, соответствующая этому изменению частоты, составляет $165\text{--}170 \text{ Н} \cdot \text{м}$, т. е. 50 % максимальной нагрузки на соответствующем скоростном режиме. Отсюда вывод: управление нагрузкой дизеля, оснащенного всережимным регулятором при его работе по циклу ELR с использованием двухпозиционного регулятора, может оказаться проблематичным.

Чтобы решить проблему, придется использовать либо прямое регулирование нагрузки (нагружающее устройство с системой автоматического регулирования момента сопротивления), либо устройство управления рычагом, имеющее обратную связь по моменту сопротивления.

Для проверки всех перечисленных соображений в НИКТИДе испытали дизель мощностью 65 кВт (88 л. с.) при 1700 мин^{-1} . Его установили на испытательном стенде, оборудованном балансирной машиной DS-1036, дымомером "Хартридж МК-3" мод. HR-158, программатором для управления нагружающим устройством и механизмом привода рычага ТНВД.

Испытаниями установлено, что система управления DS-1036 способна поддерживать нужный скоростной режим. И даже с большим запасом (рис. 3): колебания частоты вращения коленчатого вала дизеля при ступенчатом изменении крутящего момента в течение первых 3 с не превышали $+30 \text{ мин}^{-1}$, а в течение последующих 7 с составили 10 мин^{-1} . (Дымомер данной модели, как известно, оснащен системой автоматического поддержания давления газов на его входе. Поэтому давление нужно было стабилизировать на уровне

не $\pm 150 \text{ Па}$. Что и сделано подбором проходных сечений трубопроводов.)

Режимы испытания дизеля поддерживались в следующих пределах: режим *A* — частота вращения коленчатого вала $1110 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$, начальная нагрузка — $34 \pm 7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; режим *B* — частота вращения коленчатого вала $1350 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$, начальная нагрузка — $36 \pm 7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; режим *C* — частота вращения коленчатого вала $1590 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$, начальная нагрузка — $32 \pm 7 \text{ Н} \cdot \text{м}$; дополнительный режим (выбранный произвольно) — частота вращения коленчатого вала $1470 \pm 20 \text{ мин}^{-1}$, начальная нагрузка — $35 \pm 7 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Результаты испытаний приведены на рис. 2. При этом итоговую дымность подсчитывали по формуле $N_{\Sigma} = 0,43N_A + 0,56N_B + 0,01N_C$, в которой N_A , N_B и N_C — средние значения пиковых значений дымности на скоростных режимах *A*, *B* и *C* соответственно.

Кроме того, в соответствии с требованиями Правил № 24-03 ЕЭК ООН были определены максимальные значения дымности дизеля на установившихся режимах по внешней скоростной характеристике и на режиме свободного ускорения. Значения этих параметров составили 15—40 % и 42 % соответственно (допустимые — 52—57 и 62 %). То есть дизель укладывается в нормы Правил № 24-03. Однако по циклу ELR результирующая дымность оказалась равной 53 %, тогда как для дизелей тяжелых грузовых АТС она не должна превышать 29 %.

Таким образом, можно сделать два вывода: реализация испытательных циклов ELR на существующем оборудовании возможна, но требует дополнительных работ; соответствие дизеля требованиям действующих Правил № 24-03 ЕЭК ООН не означает, что он отвечает нормам цикла ELR.

УДК 629.621.43.038.771/.772

НОВЫЕ МАСЛЯНЫЕ ФИЛЬТРЫ

Г. А. КОЛУНОВ

НТП "Колан", г. Полтава

Для очистки масла в современных ДВС применяются, как известно, полнопоточные масляные фильтры. Их конструкций — великое множество. Однако все они построены на одной основе: в качестве фильтрующего элемента используется специальная фильтровальная бумага, способная задерживать 95 % и более примесей, попавших в масло по тем или иным причинам.

У выпускаемых ныне фильтров есть и еще одно общее — предохранительный, или перепускной, клапан, который срабатывает в двух случаях. Во-первых, когда фильтрующий элемент настолько забивается грязью, что его пропускная способность становится недостаточной для нормальной работы двигателя; во-вторых, когда при низких температурах вязкость масла резко возрастает и фильтрующий элемент тоже не может пропустить через себя необходимое количество масла. В обоих случаях клапан открывается, и масло напрямую поступает к трущимся парам ДВС, исключая тем са-

мым "сухое" трение в них, а следовательно, и ускоренное изнашивание трущихся поверхностей.

Такова "теория вопроса". На практике, к сожалению, все сложнее. Взять, скажем, тот же холодный пуск двигателя. Экспериментально установлено: при температурах 253—258 К ($-15\text{--}-20 \text{ }^\circ\text{C}$) через перепускной клапан идет 90 % моторного масла, при 270 К ($-3 \text{ }^\circ\text{C}$) — 50 %. И только при 273—276 К ($0\text{--}3 \text{ }^\circ\text{C}$) клапан полностью закрывается. Причем все эти цифры относятся, естественно, к случаю, когда вязкость масла и усилие поджатия пружины клапана — номинальные. Что на практике случается редко: оба показателя в процессе эксплуатации двигателя претерпевают изменения, причем не в лучшую сторону. И очень часто оказывается, что клапан остается приоткрытым даже на прогревом двигателе и значительное количество масла поступает к трущимся поверхностям неочищенным.

Это, так сказать, "крайний" вариант. Но, если даже перепускной клапан отрегулирован идеально и открывается на очень короткое время, неочищенного масла в двигатель поступает все-таки много. Например, в двигателе ЗМЗ-406 автомобиля ГАЗ-3102-10 — 10 л/мин, т. е. за пробег между очередными ТО — 108 тыс. л. И никакой гарантии того, что все загрязнения будут задер-

жаны фильтрующим элементом при последующих оборотах масла, дать нельзя. В этом одна из причин того, что масло приходится периодически менять, причем раньше, чем его основа потеряет свои исходные физико-химические свойства.

Вывод, который был сделан в НТП "Колан", в общем, был очевидным: фильтровать нужно и то масло, которое проходит через перепускной клапан. Вопрос состоял лишь в одном: сопротивление такого фильтра должно быть значительно меньше сопротивления основного фильтрующего элемента. В противном случае маслосистема просто "запрется".

НТП "Колан" нашло решение (пат. № 1413, Украина; 2045324, РФ; US 005895568A): в перепускном канале удалось установить оригинальный фильтр с малым сопротивлением.

После реализации этого решения установлено следующее.

1. При возрастании температуры с 263 до 273 К (с -10 до 0 °С) количество масла, проходящего через основной фильтрующий элемент, увеличивается на ~ 50 %, перепускной клапан находится в приоткрытом положении. То есть картина та же, что и при отсутствии фильтра в системе перепуска масла.

2. Перепускной клапан закрывается, когда перепад давления на нем составляет $0,06-0,075$ МПа ($0,6-0,75$ кгс/см²). То есть и по этому показателю система не отличается от традиционной.

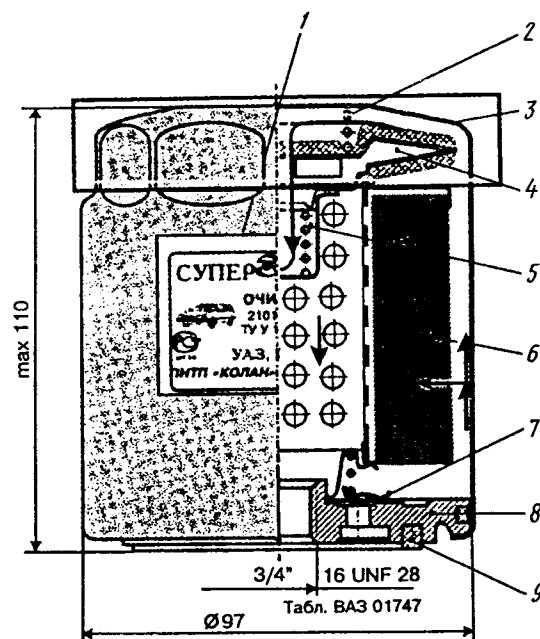
3. При температуре 273—278 К ($0-5$ °С) и "сбросе оборотов" двигателя с 1400 до 900 мин⁻¹ перепад давления на фильтрующих элементах не меняется. То есть перепускной клапан на работу основного фильтрующего элемента не влияет. Более того, такое явление наблюдается до температуры масла, равной 253 К (-20 °С).

4. При увеличении вязкости масла перепускной клапан срабатывает так, как и при масле меньшей вязкости, и оба фильтра не повреждаются.

Отсюда общий вывод: дополнительный, в перепускном канале, фильтр не ухудшает условия работы маслосистемы, а с точки зрения условий ее работы — облегчает их.

Дальнейшие эксперименты открыли и новые эффекты усовершенствованного фильтра. В частности, испытания оборудованных им двигателей ВАЗ показали, что такой фильтр незаменим при обкатке двигателя на стенде: благодаря ему все технологически неизбежные загрязнения (стружка, окалина т. п.) практически не влияют на конечные результаты испытаний; в период эксплуатации двигателей (в гарантийные сроки) число претензий со стороны потребителей сокращается на порядок и даже больше; случаи выхода из строя двигателей, работавших на отечественных маслах, при переводе их на так называемые "супермасла", обладающие повышенными моющими свойствами, т. е. способностью отслаивать нагар и "лаковые" отложения, свелись к нулю. В итоге заявленный автозащитом ресурс двигателей оказался значительно превзойденным.

Что же представляет собой фильтр, разработанный в НТП "Колан"? Он, как видно из рисунка, отличается от массово выпускаемых фильтров, по существу, лишь



Конструкция фильтра "Колан":

1 — этикетка; 2 — пружина; 3 — корпус; 4 — фильтрующий элемент перепускного клапана; 5 — перепускной клапан; 6 — основной фильтрующий элемент; 7 — противодренажный клапан; 8 — крышка; 9 — прокладка

наличием фильтра в системе перепуска масла. Как и в любом другом фильтре, при закрытом перепускном клапане 5 масло проходит через основной фильтрующий элемент 2. Причем проходит всегда — как при пуске холодного двигателя, так и его работе при движении автомобиля. Если вязкость масла увеличилась (зимний пуск двигателя), открывается, как обычно, перепускной клапан 5, и масло, в обход основного фильтрующего элемента, направляется к трущимся парам двигателя. Но не напрямую, а через фильтр 1. То есть, с точки зрения "потребителя" трущихся пар, все идет так, как и на прогретом двигателе.

Таким образом, НТП "Колан" решило проблему, которая, как говорится, "лежала на поверхности". Но последующие исследования показали, что разработанный фильтр, если судить строго, не полностью решает проблемы маслоснабжения двигателя. В частности, его фильтрующие элементы не решают проблему глубокой очистки масла. Двигатель даже при таком усовершенствовании фильтра по-прежнему остается мельницей, перемалывающей мельчайшие частицы износа деталей и закоксовавшегося масла, а также загрязнения, поступающие с воздухом. Свидетельство тому — хотя и несколько более позднее (по пробегу), но потемнение масла и ухудшение его физико-химических показателей. Поэтому специалисты НТП пошли дальше.

Фильтрующий элемент перепускного клапана заменили "колоколом" — фильтром грубой очистки (из того же нетканого материала), через который проходит, прежде чем попасть в основной бумажный фильтрующий элемент, или перепускной клапан, все масло. Кроме того, параллельно основному установили дополнительный бумажный фильтрующий элемент с порами в 2—3 раза меньшего размера, через который

проходят 10—16 % масла, очищаясь от мельчайших твердых частиц.

Такое перераспределение — это, можно сказать, совершенно новый способ маслоочистки. Оказалось, что при наличии "колокола" продукты фильтрации, механические частицы, образуют в корпусе фильтра слой, который участвует в процессе фильтрации масла. То есть, если через заливную горловину двигателя засыпать, грубо говоря, песок, фильтрация масла окажется еще более эффективной: слой песка станет дополнительным фильтром.

Таким образом, при установке фильтра "Колан" обеспечивается тройная очистка масла. Со всеми вытекающими отсюда последствиями.

Сказанное выше на основы физики, разумеется, не покушается. Наоборот, оно исходит из ее законов, которые применены в конкретных обстоятельствах и для конкретных нужд. Свидетельство тому — полученные

результаты. В традиционных системах очистки масла использовался принцип "задержка частиц и перемалывание незадержанных частиц в двигателе", в новых — "практически полное их задерживание в фильтрующих элементах".

Теперь о конкретных разработках и продукции.

В настоящее время в руководствах по эксплуатации автомобилей семейств ГАЗ-3110, ГАЗ-3302, ГАЗ-2217 записано, что на их двигателях с искровым зажиганием разрешено применять только фильтры "Колан". И никакие другие. В том числе зарубежного производства.

Нет сомнения, что такие записи скоро появятся и в инструкциях других автозаводов. Тем более, что уже разработаны модификации фильтров "Колан". Например, 2105С-1012005-РК-1 (разборный), 2101С-1012005-НК-2 и 2108-1012005-НК-2, предназначенные соответственно для двигателей ВАЗ-2101—ВАЗ-2108. Вскоре, как планируется, будут и новые.

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ



УДК 629.11.014.23

РАСЧЕТ И ДОВОДКА ХАРАКТЕРИСТИК СИСТЕМЫ ПОДРЕССОРИВАНИЯ АТС

Канд. техн. наук В. С. УСТИМЕНКО, А. Г. СИНГУР, Н. М. НАЗАРОВ, В. В. БЫКИН

УАЗ, 21 НИИ МО РФ

Задача оптимального проектирования подвески автомобиля с точки зрения плавности хода сводится, как известно, к подбору таких ее параметров, которые обеспечивают минимальные значения средних квадратических ускорений в заданном диапазоне частот на заданной (по характеристике микропрофиля) дороге. Наиболее эффективно она решается через оптимизацию передаточных функций, связывающих между собой элементы структуры всей системы. Эффективно потому, что при таком подходе началом работ становятся, по существу, уже теоретические исследования, выполняемые на математических моделях: с их помощью проще и быстрее найти качественные закономерности передаточной функции при изменении параметров колебательной системы. И даже количественные, пусть и не совсем совпадающие с экспериментальными: их потом можно уточнить испытаниями натурных образцов.

Именно по такому пути пошли разработчики нового полноприводного (4 × 4) автомобиля УАЗ.

Сначала разработали математическую модель колебаний этого автомобиля, имеющего увеличенные, по сравнению с УАЗ-3151, базу и колею и измененные расчетные характеристики элементов систем поддрессоривания. Затем по модели рассчитали колебания при воздействии заданной гармонической функции, что позволило выявить "критические" точки модели и "доработать" ее, уточнив базовые характеристики основных элементов системы поддрессоривания. То есть получить и отладить качественную картину системы в данных конкретных условиях.

Чтобы подтвердить или отвергнуть выводы, основанные на расчете модели, и получить количественные значения нужных параметров системы, провели экспериментальные исследования (в двух состояниях автомобиля — снаряженном и при полной массе) на дорогах со случай-

ным микропрофилем, приближенные по нормативам и режимам проведения к ИСО 2631/1, а по условиям — к ОСТ 37.001.275. То есть на асфальтированном шоссе со средней квадратической высотой σ_h неровностей, равной $0,6 \cdot 10^{-2}$ м; изношенном ровном бетонном шоссе ($\sigma_h = 1,0 \cdot 10^{-2}$ м) и крупнобулыжном участке комплексной испытательной трассы ФГУП 21 НИИ МО РФ ($\sigma_h = 3,5 \cdot 10^{-2}$ м). При этом в качестве оцениваемого показателя были приняты, как того требуют ИСО 2631/1 и ГОСТ 12.1.012, средние квадратические значения виброускорений в третьоктавных полосах частот на рабочем месте водителя по всем трем координатным осям, а по уровню колебаний поддрессоренной массы автомобиля — вертикальные виброускорения в диапазоне частот 0,7—22,4 Гц (ОСТ 37.001.275) и дополнительно — в октавных полосах частот в указанном диапазоне.

Результаты измерений по оси z приведены, в качестве примера, на рис. 1. Анализ этого рисунка, а также аналогичных рисунков для осей x и y показал, что модель, реализованная в конструкции системы поддрессоривания, на асфальтированном шоссе по всем координатным осям полностью соответствует нормати-

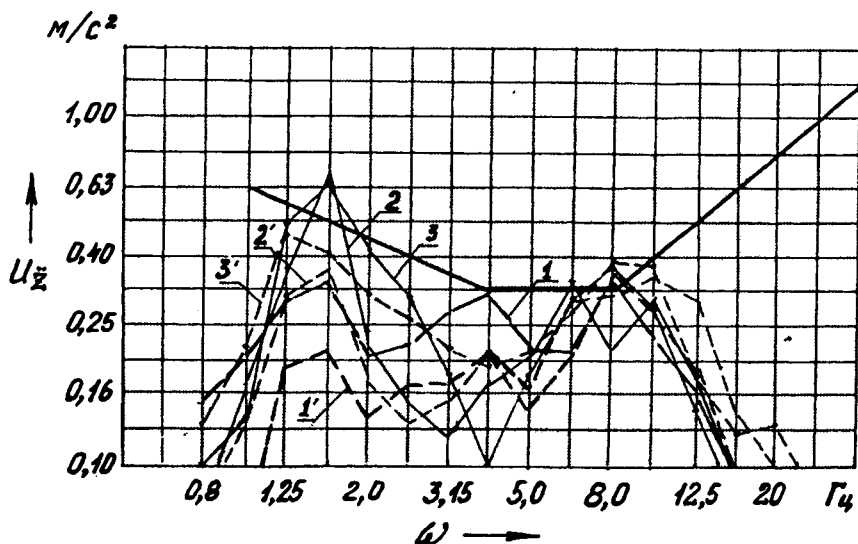


Рис. 1. Зависимость средних квадратических значений вертикальных виброускорений на рабочем месте водителя экспериментального автомобиля УАЗ от частоты вынужденных колебаний неподрессоренных масс автомобиля, скоростей движения и состояния автомобиля (сплошные линии — автомобиль в снаряженном состоянии, штриховые линии — автомобиль с полной нагрузкой):

1 и 1' — скорость движения 39,1 км/ч; 2 и 2' — скорость движения 59 км/ч; 3 — скорость движения 80 км/ч; 3' — скорость движения 78,3 км/ч

вам перечисленных выше документов. При движении на изношенном бетонном шоссе выявлены два исключения: на скорости 59 км/ч по среднегеометрической частоте 1,6 Гц, а также на скорости 80 км/ч по частотам 1,6 и 8 Гц колебания на рабочем месте водителя автомобиля снаряженной массы оказались несколько выше допустимых. Наконец, при движении по крупнобулыжному

участку испытательной трассы автомобиль нормативам соответствовал только по оси y , а по осям z и x — нет. Однако наибольший интерес представляют не столько это несоответствие (оно ожидалось), сколько частоты с повышенным уровнем вибрации. Так, по оси z при полной массе автомобиля превышение норматива составляет 4–6 дБ, а в снаряженном состоянии — до 10 дБ.

Отмечается оно в широком (1,25–12,5 Гц) диапазоне частот. Но по оси x этот диапазон, наоборот, очень узкий. Например, на скоростях, близких к 30 км/ч, для которых, как установлено опытом, характерен наибольший дискомфорт на рабочем месте водителя, максимальные превышения нормативного уровня вибраций составили 8 дБ. Причем на скоростях 19,8 и 20,7 км/ч — при частотах 1,25–1,6 Гц, на скоростях 28,1 и 27,7 — при частотах 1,6–2,0 Гц, на скоростях 40,9 и 37,5 км/ч — при частотах 2,5 Гц. То есть при увеличении скорости движения частота, соответствующая максимальному уровню вибраций на рабочем месте водителя, тоже увеличивается.

Полученные результаты, если их сравнить с аналогичными данными для автомобиля УАЗ-3151, все-таки, несмотря на некоторое расхождение с требованиями нормативных документов, значительно лучше. Следовательно, конструктивные усовершенствования системы поддресорирования автомобиля (пружинная передняя подвеска, малолстовая задняя рессора, стабилизатор поперечной устойчивости и др.), сделанные по результатам расчетов модели, резко повысили, по сравнению с УАЗ-3151, его комфортабельность с точки зрения уровня вибраций на рабочем месте водителя. Чтобы довести систему окончательно, оставалось лишь исследовать и принять меры по снижению этого уровня в одной области — области низких (1,25–2 Гц) частот.

Экспериментальная оценка плавности хода автомобиля тоже дала результаты, близкие к расчетным.

Так, установлено, что в диапазоне частот 0,7–22,4 Гц автомобиль в обоих (снаряженном и при полной массе) состояниях на асфальтированном шоссе нормативам ОСТ 37.001.291 полностью соответствует. Однако при движении по изношенному бетонному шоссе полного соответствия нет (рис. 2). Установлено также, что виброускорения на полу, измеренные вблизи центра масс автомобиля (кривая 3), ниже в 2 раза, чем над передней осью (кривая 2), и в 1,5 раза, чем над задней. Причем превышение уровня виброускорений над колесом передней оси по отношению к виброускорениям над

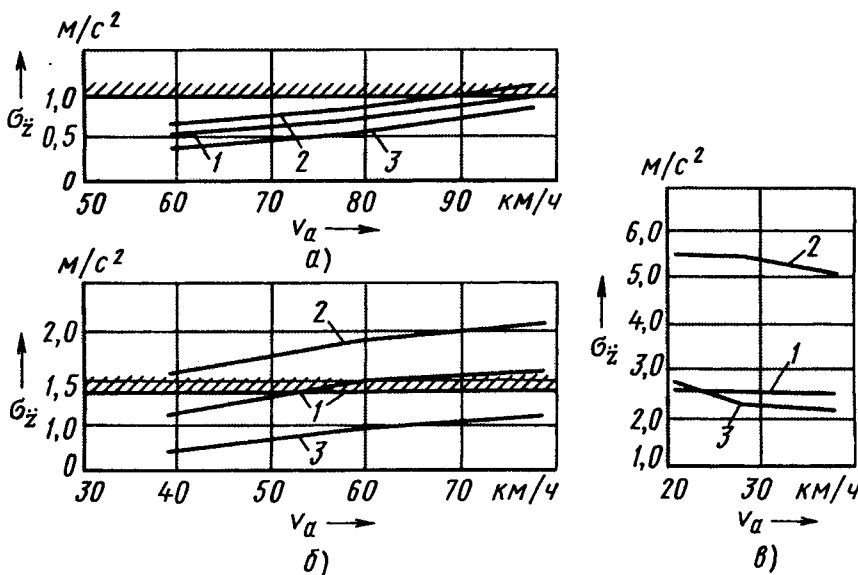


Рис. 2. Зависимость средних квадратических значений вертикальных виброускорений экспериментального автомобиля УАЗ полной массы в полосе частот 0,7–22,4 Гц от его скорости на асфальтированном (а), изношенном бетонном (б) шоссе и на дороге с крупнобулыжным покрытием (в):

1 — над задней осью; 2 — над передней осью; 3 — под сиденьем водителя

колесом задней оси сохранялось на всех режимах испытаний. Другими словами, передняя часть автомобиля нуждается в доработке.

Что касается допустимого уровня виброускорений на крупнобулыжной дороге, то для автомобилей такого класса, как УАЗ, он не нормирован. Тем не менее автомобиль проверили и на этой дороге — чтобы сопоставить полученные данные с данными для многоцелевых автомобилей КамАЗ и "Урал", для которых нормативное значение на крупнобулыжной дороге ограничено уровнем $3,2 \text{ м/с}^2$. Результат: у полностью загруженного УАЗа виброускорения на полу под сиденьем водителя и над задней осью не превышают реальных для КамАЗа и "Урала" $2\text{--}2,5 \text{ м/с}^2$, но

над передней осью составляют $5\text{--}5,5 \text{ м/с}^2$, т. е. в 2 раза выше. Что лишний раз подтвердило необходимость доработки передней подвески.

Таковы итоги анализа виброускорений в диапазоне частот $0,7\text{--}22,4 \text{ Гц}$. Однако с практической точки зрения не меньший интерес представляют и аналогичные материалы в октавных полосах частот в том же диапазоне. И здесь выявлено следующее: наибольшие уровни виброускорений при движении по асфальтированному и изношенному бетонному шоссе наблюдались во второй октаве при среднегеометрической частоте 2 Гц . На крупнобулыжном участке дороги пики виброускорений были в четвертой и пятой октавах (при 8 и 16 Гц соответствен-

но). И в данном случае виброускорения над осью переднего колеса по тем же октавам на асфальтобетонных дорогах были выше в $1,5$ раза, а на булыжной — в $2\text{--}3$ раза, чем над задней осью и под сиденьем водителя.

Таким образом, эксперименты показали, что, во-первых, математическая модель системы поддрессориования может и должна стать инструментом конструктора; во-вторых, дополненная результатами эксперимента, она позволяет найти уточненные технические решения, т. е. избавляет от метода натуральных "проб" и "ошибок", существенно сужая решаемую задачу по объему и материальным затратам.

УДК 629.621.78.66.04.002.54

ХОЛОДНАЯ ХИМИКО-ТЕРМИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА ИНСТРУМЕНТА

Д-р техн. наук М. В. СИТКЕВИЧ, В. А. БАКИН,
канд. техн. наук М. И. СИДОРЕНКО

БГПА, МАЗ

На промышленных предприятиях используются, как известно, десятки видов инструмента, изготавливаемого из дорогостоящих инструментальных сталей Р6М5, Р18, Р9, Р6М3, 11Р3М3Ф2, Х12М, Х12Ф1, 4Х5МФС, 5ХЗВ3МФС и др. Чтобы повысить долговечность, инструмент подвергают химико-термической обработке. Причем практика давно уже доказала: износостойкость его рабочих поверхностей наиболее сильно повышают такие виды химико-термической обработки, как борирование, хромирование, боросилицирование, борохромирование. То есть те, в результате которых в поверхностных слоях материала формируются сверхтвердые бориды железа или карбиды хрома.

К сожалению, традиционная технология обработки требует высоких ($1170\text{--}1520 \text{ К}$, или $900\text{--}1050 \text{ }^\circ\text{С}$) температур, из-за которых для повышения свойств сердцевины инструмента приходится проводить операцию закалки. А это неизбежно приводит к изменениям размеров, следовательно, к необходимости окончательной механической обработки рабочих поверхностей. Итог очевиден — происходит частичное или полное устранение эффекта химико-термической обработки. И получается, как говорится, замкнутый круг: чтобы инструмент был долговечнее, его упрочняют, но чтобы сохранить геометрию рабочих поверхностей, его нужно фактически разупрочнить.

Выход один: технологию нужно менять. И желательно так, чтобы температура обработки не превышала те, которые общеприняты для отпуска большинства деталей из высоколегированных сталей. В этом случае появилась бы возможность химико-термической обра-

ботки изготовленных в окончательный размер изделий, включая их шлифовку и даже полировку. При такой обработке размеры и шероховатость поверхности не изменятся, а твердость и износостойкость существенно возрастут. Кроме того, сохраняются структура и свойства сердцевины изделия. Правда, известные процессы низкотемпературной химико-термической обработки требуют использования специального оборудования, отдельных площадей и помещений, квалифицированного обслуживающего персонала. Да и рассчитано это оборудование для сравнительно больших (более 1 тыс. шт.) партий мелкогабаритных деталей. Многие же виды инструмента изготавливают в небольших (десятки, реже — сотни) количествах, так что при их обработке с помощью серийного оборудования пришлось бы мириться с большим перерасходом энергии и насыщающих материалов.

И здесь незаменимы технологические процессы низкотемпературного диффузионного упрочнения (борокарбозотирования) в порошковых смесях, разработанные на кафедре "Материаловедение в машиностроении" БГПА. Потому что эти процессы вообще не требуют применения специального оборудования. Причем объектами упрочнения могут быть изделия, изготавливаемые из дорогостоящих легированных сталей, штамповая оснастка, быстрорежущий инструмент (сверла, развертки, фрезы, метчики, резцы, зенкеры и др.), многие быстроизнашивающиеся детали из углеродистых сталей, а также детали из низколегированных сталей, способные заменить детали из дорогостоящих высоколегированных сталей. Причем во всех случаях диффузионному упрочнению подвергаются готовые, изготовленные в окончательный размер изделия, прошедшие полный цикл общепринятой термической обработки (закалка, отпуск).

Упрочняемые мелкогабаритные инструменты (сверла, метчики, зенкеры, развертки, пуансоны, матрицы и др.), в том числе оксидированные, помещают в любую

емкость, засыпают диффузионно-активной смесью и выдерживают 0,5—3 ч в печи при температуре 720—820 К (450—550 °С). При этом для изделий из быстрорежущих сталей (P5M5, P9, P18, P6M3 и т. д.), традиционной термической обработкой которых являются закалка и последующие три отпуска при температуре 830 К (560 °С), в ряде случаев третий отпуск можно совмещать с диффузионным упрочнением.

Для упрочнения крупногабаритного инструмента применяются диффузионно-активные обмазки. Такая обмазка наносится тонким слоем на рабочую поверхность, после чего изделие выдерживают при температурах отпуска легированных сталей, т. е. при 770—820 К (500—550 °С), в течение нескольких часов в камерной печи с воздушной атмосферой. Но возможно и совмещение упрочнения в обмазках с нагревом изделий под закалку.

После упрочняющей обработки шероховатость поверхности не изменяется, а твердость, износостойкость и другие свойства резко повышаются, что обеспечивает существенное увеличение долговечности изделий. При этом следует отметить, что по твердости и износостойкости формирующиеся борокарбозотированные слои на 10—15 % превосходят цианированные, а их хрупкость на 30—40 % ниже. В качестве оборудования используются традиционные камерные печи с воздушной атмосферой, применяемые при обычной термообработке.

В связи с тем, что рассматриваемые процессы можно совмещать с традиционными процессами термической обработки инструментальной оснастки, предприятие избавляется от приобретения дополнительного специального оборудования, выделения отдельных производственных площадей, что, в свою очередь, обеспечивает малую энергоемкость, высокие рентабельность и эффективность процессов упрочнения.

Используя разработанные в БГПА порошковые смеси, специалисты ЦЗЛ УГмет МАЗа подвергли борокарбозотированию опытные партии различных видов инструмента из быстрорежущих сталей, которые передали для испытаний в различные производственные подразделения предприятия.

Так, в цехе редукторов механосборочного производства испытаны сверла диаметром 17 мм, используемые при выполнении отверстий в чашке дифференциала (сталь 40Х твердостью 156—229 НВ) автомобиля МА3-64221. Режимы резания: $t = 8,8$ мм; $S = 0,28$ мм/об; $v = 17,8$ м/мин. Долговечность обработанных сверл — 250—300 дет., долговечность серийных — 120—150.

В этом же цехе испытаны развертки при развертывании отверстий диаметром 15 мм в ведомой шестерне (сталь 20ХНЗА твердостью 156—229 НВ) автомобиля МА3-5432. Режимы обработки: $t = 0,2$ мм; $S = 0,65$ мм/об; $v = 4$ м/мин. Долговечность обработанных разверток — 300—330 дет., серийных — 110—140.

В цехе нормалей того же производства испытаны метчики 1/8". Резьбу нарезали в переходнике из стали 35. Скорость резания — 4 м/мин. Стойкость обработанных метчиков возрастает, по сравнению с серийными, в 7—10 раз. (Серийные метчики с шагом 1 мм и менее в серийном варианте не цианируются, так как после цианирования из-за повышенной хрупкости цианированного слоя происходит выкрашивание их режущих кромок.)

В цехе мелких штампов испытаны пуансоны штампов холодной высадки муфты. В серийном варианте их изготавливают из стали P6M5 с последующей термообработкой по общепринятым режимам и нанесением покрытий на основе нитрида титана. Испытания показали, что стойкость борокарбозотированных пуансонов — 70 тыс. дет., стойкость серийных пуансонов с покрытием на основе нитрида титана — 5—10 тыс.

Таким образом, производственные испытания подтвердили: стойкость различных видов инструмента, подвергнутого новому методу диффузионного упрочнения в порошковых борокарбозотирующих смесях, значительно выше, чем у аналогов без специальных покрытий. При этом установлено, что по стойкостным показателям борокарбозотированные изделия не уступают, а в некоторых случаях существенно превосходят изделия в серийном варианте исполнения, т. е. подвергаемые цианированию или напылению нитридом титана.

УДК 629.114.3.533.6

ПРОГРАММНО-АППАРАТНЫЙ КОМПЛЕКС ДЛЯ НАТУРНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ АЭРОДИНАМИКИ АВТОПОЕЗДОВ

Д-р техн. наук М. С. ВЫСОЦКИЙ, д-р физ.-мат. наук Б. Б. ВИЛЕНЧИЦ,
кандидаты техн. наук М. И. ГОРБАЦЕВИЧ и В. К. ПОПОВ

НИРУП "Белавотракторостроение", БГУ, МАЗ

Результаты, получаемые путем испытаний автомобилей в реальных дорожных условиях, безусловно, наиболее достоверны. Однако при отработке конструктивных мероприятий по снижению аэродинамического сопротивления и совершенствованию аэродинамических качеств, что требует, как известно, многофакторного эксперимента, выполнить такой эксперимент

невозможно, поскольку невозможна воспроизводимость погодных-климатических условий на протяжении всего цикла испытаний. Поэтому аэродинамическая доводка автомобилей, прежде всего на первой стадии их проектирования, ведется, как правило, в аэродинамических трубах.

Но с магистральными автопоездами, учитывая их габаритные размеры, особенно длину, дело сложнее: аэродинамических труб, в которые можно поместить большегрузный современный автопоезд, в мире единицы. В связи с этим в трубах испытывают масштабные модели автопоездов, а затем полученные результаты проверяют с помощью дорожных испытаний аэродинамических характеристик полнокомплектных образцов, их элементов, узлов и агрегатов. Причем цели модельных и натуральных испытаний, по сути, одни и

те же — обработка формы кабины, кузова, узлов и агрегатов автопоезда, определение зон забора и выброса воздуха, охлаждающего радиатор и двигатель, организация вытяжной вентиляции кабины и кузова и т. п. Основной исследуемый параметр тоже один — распределение давлений на поверхностях тех или иных участков автопоезда. Но технология его определения разная: в аэродинамических трубах применяется метод дренирования модели, а в определенных точках автопоезда при натурных испытаниях — малогабаритные датчики давления. Они вместе с компьютером образуют бортовой многоканальный комплекс, предназначенный для сбора и обработки исходной аэродинамической информации, позволяющий в процессе эксперимента оценивать информативность результатов и, в случае необходимости, корректировать программу и условия исследований. Дополнительную обработку данных можно проводить на стационарном персональном компьютере.

Упрощенная функциональная блок-схема комплекса, применяемого в Институте механики машин НАН Белоруссии, приведена на рисунке.

Портативный компьютер 5 через мультиплексор 6 управляет работой микропроцессорных модулей 1, 3, 4, к которым подключены датчики давления. При этом один такой модуль обслуживает восемь датчиков. Общее число модулей зависит от площади исследуемых элементов автопоезда и может достигать 12, т. е. максимальное число измерительных каналов в данном комплексе — 96.

Для расширения функциональных возможностей комплекса по сбору информации предусмотрена возможность накопления данных внутри микропроцессорных модулей. Это позволяет снимать сигналы со всех 96 датчиков одновременно. Но в связи с тем, что в стандартных каналах на скорость передачи данных существует ограничение, в комплексе используется

последовательный способ передачи информации. То есть компьютер, управляя мультиплексором, последовательно передает управляющие команды и задания микропроцессорным модулям, а после выполнения команд поочередно же получает накопленные модулями данные.

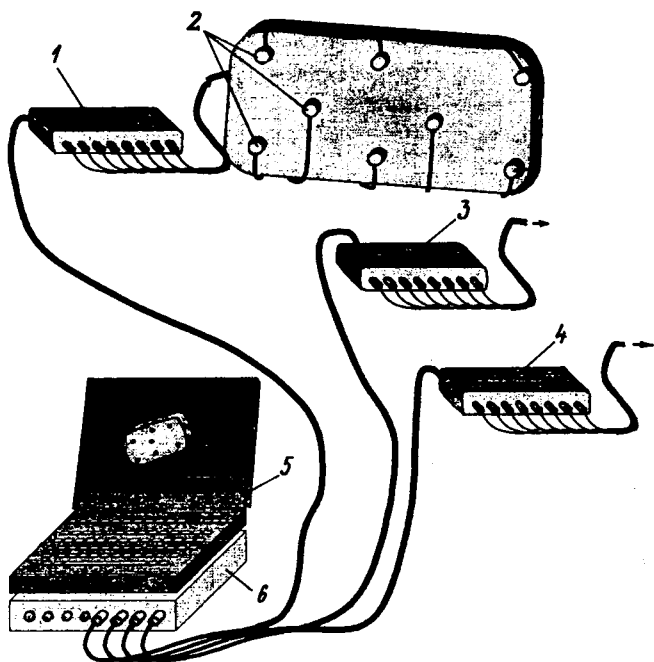
Такое построение схемы обеспечивает большую гибкость комплекса и оптимизирует процесс сбора данных, необходимых для решения двух групп задач, первая из которых связана с получением осредненных характеристик распределения давления в воздушном потоке, а вторая — с определением характеристик мелкомасштабных флуктуаций давления.

Первая группа, очевидно, не требует согласованных во времени выборок анализируемых процессов и дает возможность накапливать некоррелированные выборки. Поэтому длительность периода реализаций и объем их накопления, а также варианты опроса микропроцессорных модулей и соответственно датчиков давления можно выбирать. Например, исследовать элементы конструкции автопоезда последовательно или одновременно, заранее определив длительность реализации процесса по пропускной способности каналов связи.

Цель решения задач второй группы — получить коррелированные по времени и поверхностям измерения при достаточно высокой (несколько кГц) частоте их опроса. Причем измерения должны всегда выполняться синхронно, что требует от микропроцессорных модулей согласованных во времени операций по съему сигналов с датчиков давления. Кроме того, когда одновременно используется максимально возможное число датчиков, снятая с них информация должна иметь возможность накапливаться в микропроцессорных модулях, чтобы затем, после окончания эксперимента, как упоминалось, поочередно передаваться в бортовой компьютер, который выполняет ее предварительную обработку, сортировку и записывает в файлом формате на жесткий диск.

Такова, в общих чертах, работа комплекса. Одной из первых задач, которую удалось решить с его помощью, было определение поля давлений, которое создает набегающий поток воздуха на фронтальной решетке кондиционера, установленного на крыше кабины автопоезда МАЗ, и характера изменения этого поля при установке штатного спойлера над лобовым стеклом кабины. Дело в том, что при обтекании кабины в зоне ее крыши образуется, как всегда считалось, область с пониженным статическим давлением, т. е. воздушный поток отрывается от крыши. И если в этой зоне установить кондиционер, то энергетические затраты, связанные с его работой, возрастут. С помощью же спойлера поток можно развернуть так, чтобы его течение стало безотрывным.

Чтобы проверить, так ли это, провели эксперимент, измеряя фактические значения давлений с помощью пьезодатчиков SM 5652 фирмы "Эксар" (диапазон измеряемых давлений ± 600 Па). Трубки отбора давлений устанавливали на специально изготовленной решетке с шагом 60×80 мм. Саму решетку крепили непосредственно перед фронтальной решеткой кондиционера —



так, чтобы трубки были сориентированы параллельно движению автопоезда и охватывали равномерно всю площадь решетки кондиционера.

Обработка результатов измерений показала, что теоретики ошиблись: спойлер, действительно, существенно изменяет картину обтекания, но совсем не так, как они предполагали. Оказалось, что у фронтальной решетки корпуса кондиционера спойлер создает области не повышенных, а наоборот, малых и даже отрицательных (разрежение) давлений. При отсутствии же спойлера какое-то избыточное давление всегда

есть. То есть установка спойлера ухудшает условия работы кондиционера.

Таким образом, эксперименты подтвердили: рассмотренный программно-аппаратный комплекс — весьма удобное средство для количественных и качественных натурных исследований аэродинамики АТС. В том числе исследований изменения аэродинамических характеристик автопоезда после установки на него навесного оборудования, обдуваемого набегающим потоком воздуха.

УДК 629.621.43.044.7

АККУМУЛЯТОРНЫЕ БАТАРЕИ: СБЫТ ПЛЮС СБОР

В. А. СОЛДАТЕНКО, Г. Ф. ФЕДОРОВ, Ю. И. ОРШАНСКИЙ,
М. В. СОЛДАТЕНКО, Е. В. КУЛЬНЕВА

АОЗТ "Электрзаряд"; ассоциация "Черноземье" (г. Воронеж)

В США с середины 1950-х, а в странах ЕС — с начала 1990-х годов очень быстрыми темпами идет процесс консолидации производителей автомобильных аккумуляторных батарей. В итоге к концу 1996 г. 86 % мирового рынка контролировали восемь фирм, а на долю остальных 18 приходилось лишь 14 % (табл. 1). Сейчас, после того как американская "Эксайд" слилась с австралийской JNB, их осталось семь.

Так было и есть на Западе. Реформа же российской промышленности предусматривала другой вариант — дезинтеграцию производственных комплексов, ранее консолидированных в рамках государственной собственности. И она произошла. Хотя теперь стало очевидным: выбранный путь себя не оправдал, и нам тоже нужна консолидация отечественных заводов.

Дело в том, что быстрая автомобилизация России (в 1994—1999 гг. ежегодный прирост автопарка легковых автомобилей в среднем составлял 9,4 %) не только улучшает качество жизни, но и, к сожалению, одновременно создает для регионов и страны в целом серьезные экологические проблемы. И одна из главных — загрязнение территорий свинцом (табл. 2). В результате уже сегодня 44 % российских детей рискуют получить опасные хронические заболевания, обусловленные свинцовой интоксикацией. Та же участь "обеспечена" и женщинам (вызванные свинцом бесплодие,

выкидыши, токсикозы во время беременности и т. д.). Правда, Россия уже близка к отказу от этилированного бензина — прежде основного загрязнителя окружающей среды свинцом. Однако положение дел со сбором аккумуляторного лома катастрофическое: его у нас собирают не более 25—30 %, тогда как в развитых странах Запада — 85—95 %. Очевидно, что исправить ситуацию можно только одним способом — создав промышленные системы сбора и переработки. В странах ЕС, например в Германии, ответственность за утилизацию отработавших батарей законодательно возложена на их консолидированных производителей. В России же таковых нет, значит, нам нужны региональные системы, по своей природе аналогичные сбытовым. Нужны сегодня. Иначе мы повторим ошибку тех же США. Ведь там автомобилизация шла ради автомобилизации, т. е. без учета транспортной инфраструктуры (дороги, сервис, экологическая безопасность). Наконец, в 1955 г. наступил момент, когда парк находящихся в эксплуатации автомобилей полностью перестал ей соответствовать. И государство вынуждено было принять непопулярные решения о направлении основных инвестиций именно в развитие транспортной инфраструктуры и о снижении темпов автомобилизации страны. Так, если в 1955 г. американцы купили более 7 млн. легковых автомобилей, то в течение последую-

Таблица 1

Фирма	Страна размещения головного офиса	Доля мирового рынка, %
"Эксайд"	США	23
"Юасса"	Япония	15
"Варта"	Германия	10
"Мацусита"	Япония	10
"Хокер"	Великобритания	8
JSB	Япония	8
"Делко"	США	6
JNB	Австралия	6
Остальные	—	14

Таблица 2

Источник поступления свинца в окружающую среду	Количество свинца, поступающего в окружающую среду, т				В % к общему объему поступления свинца в окружающую среду
	Выбросы в атмосферу	Выбросы в водные объекты	Отходы производства	Всего	
Промышленность	1460,14	65,76	1925	3450,9	4,9
Автомобильный транспорт	4000	1000	60000	65000	92,5
Авиация и ракетно-космическая техника	400	—	—	400	0,6
Охота	—	1400	—	1400	2
Всего	5860,14	2465,76	61925	70250,9	100

ших 10 лет годовые объемы их продаж не превышали 2,8—3 млн.

Расчеты показывают: Россия достигнет уровня автомобилизации США 1955 г. не позднее чем в 2005 г. Таким образом, сегодня она входит в период, который в свое время прошла Америка. Поэтому помимо гуманитарных соображений власти регионов все больше начинают думать о политике автомобилизации, в том числе и о ее связи с экологической составляющей транспортной инфраструктуры. Что делает их надежными партнерами аккумуляторного бизнеса. Например, восемь областей центрально-черноземного района РФ (Курская, Орловская, Белгородская, Воронежская, Тамбовская, Брянская, Липецкая и Тульская), Татарстан, Башкортостан, Ингушетия, Краснодарский край, а также Оренбургская и Ростовская области дали принципиальное согласие на создание систем сбора отработавших свой ресурс батарей, совмещение таких систем с системами продаж и выделяют на эти цели землю, здания, элементы инфраструктуры и т. д.

Учитывая положительное отношение к проблеме со стороны региональных властей, московское АОЗТ "Электрозаряд" разработало для областей черноземной зоны и 19 субъектов юга, юго-востока и востока европейской части России конкретные модели сбора и утилизации батарей, совмещенные с системами продаж автомобильных запасных частей и расходных материалов. Все они ориентированы на существующие перерабатывающие свинцовый лом мощности двух заводов — курского "Аккумулятора" и владикавказского "Электроцинк", годовая производительность которых — более 50 тыс. т свинца.

Каждая региональная система состоит из подсистем ("территориальных модулей"); каждый ее модуль рассчитан на обслуживание территории, равной 60—70 тыс. м², и совмещен с магазином розничной продажи запасных частей. То есть число модулей в регионах будет разным, причем оно будет меняться по мере развития системы. Например, в 2003 г. для центрально-черноземного района в эксплуатацию намечено ввести 120 пунктов по продаже новых аккумуляторных батарей и сбору отработавших свой срок, в 2004 г. — еще восемь и т. д. А всего за 2003—2008 гг. их будет 203. При этом надо отметить, что расчет ведется на очень компактные, в прямом смысле слова, пункты: занимаемая каждым из них площадь составляет 55 м². Значит, на 203 пункта потребуется ~1,1 га земли. Правда, потребуются еще и участки разделки батарей, но здесь проблем не будет, поскольку они будут совмещаться с крупнооптовыми складами автомобильных компонентов.

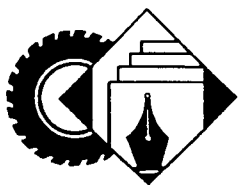
Главное достоинство данной системы — отсутствие "пустых" пробегов автотранспорта: отправляясь с оптового склада в пункты сбора лома, автомобили развозят предназначенные для магазинов запасных частей товары. Но не только. Проекты разработаны с учетом того, что землю и производственно-складские площади для рассматриваемых систем предоставляют регионы, а оптовые продавцы автокомпонентов, работающие на вторичном рынке, берут на себя закупки технологического оборудования, оргнастки, транспорт-

Таблица 3

Показатель	Модели	
	для центрально-черноземного региона РФ	для юга, юго-востока и востока европейской части РФ
Число обслуживаемых автомобилей, тыс. шт.	2003 г. — 2356 2008 г. — 4038	2003 г. — 9345 2008 г. — 14863
Количество доступного для сбора вторичного свинца, т	2003 г. — 10900 2008 г. — 20581	2003 г. — 49985 2008 г. — 86000
Емкость вторичного рынка автомобильных аккумуляторов, тыс. ед.	2003 г. — 900 2008 г. — 1477	2003 г. — 3919 2008 г. — 5340
Площадь обслуживаемой территории, тыс. км ²	253	1167
Число пунктов разделки и базовых крупнооптовых складов для сбыта автокомпонентов	4	15
Число пунктов сбора лома и мелкооптовых продаж автокомпонентов, ед.	2003 г. — 120 2008 г. — 203	2003 г. — 704 2008 г. — 1034
Число малотоннажных грузовых автомобилей, обслуживающих систему, шт.	2003 г. — 142 2008 г. — 297	2003 г. — 796 2008 г. — 1189
Площади, необходимые системе, тыс. м ² :		
сбор	11,1	38,7
разделка	8,5	53,5
Капиталовложения в 2003—2008 гг., тыс. амер. долл.	15424	37939
Максимальные сроки окупаемости затрат, если система продает только новые аккумуляторы, лет	6	6

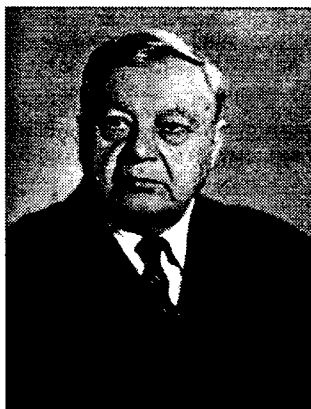
ных средств и подъемно-транспортного оборудования, в том числе для экологической части проекта. Однако система ни в коем случае не затрагивает интересы уже имеющихся на территориях розничных и мелкооптовых продавцов. Она, наоборот, крайне заинтересована в развитии их сети. Что выгодно и властям регионов (налоги). Другими словами, система обеспечивает взаимовыгодное партнерство бизнеса и регионов. Кроме того, ясно, что регионы не могут реализовать проекты без партнеров, так как при нынешнем и прогнозируемом на будущее довольно низком уровне цен на свинец построить систему сбора свинцового лома, способную охватить 85—95 % вышедших из строя батарей в регионе без совмещения ее с системой продаж, — дело невозможное. С другой стороны, производители автомобильных запасных частей, несомненно, всегда будут иметь проблемы с организацией эффективной системы сбыта их изделий без участия и помощи регионов. Наконец, национальные производители, используя возможности рассматриваемой системы, получают уникальную возможность для той консолидации, которая характерна для стран Запада.

Основные показатели моделей систем "территориальные модули" приведены в табл. 3.



А. Н. Островцев — КОНСТРУКТОР И УЧЕНЫЙ (к 100-летию со дня рождения)

Андрей Николаевич Островцев начал свой трудовой путь в 16 лет (1918 г.), но в автомобильную промышленность, ставшую его судьбой и смыслом жизни, пришел в 1920 г., когда поступил в Московский механический институт имени М. В. Ломоносова.



Окончив ММИ в 1929 г., около 10 лет, с 1930 до 1939 г., он работал конструктором, затем главным конструктором автомобильного отдела Центрального научно-исследовательского автомобильного и автомоторного института (НАМИ). Это были годы не только создания, но и развития отрасли, годы первых собственных, отечественных, разработок автомобильной техники. И прежде всего — более мощных, чем выпускались до того времени, двигателей. Однако до серийного производства такие двигатели тогда не дошли. Поэтому А. Н. Островцев на разрабатываемый под его руководством экспериментальный грузовой автомобиль ЯГ-10 предложил установить два силовых агрегата ЗИС-5 суммарной мощностью 107 кВт (146 л. с.), каждый из которых через свою коробку передач передавал крутящий момент на один из задних ведущих мостов. Эта идея, новая и для многих неожиданная, оказалась весьма плодотворной: в годы Великой Отечественной войны ее реализовали, как известно, на танках, выпускаемых Горьковским автозаводом, и на полугусеничном тягаче АТ-14.

В 1939—1941 гг. А. Н. Островцев — главный конструктор Московского автомобильного завода имени КИМ (ныне "Москвич"). Здесь он возглавил работы по созданию первого советского малолитражного автомобиля, предназначенного для индивидуального пользования. Причем если проектирование кузова было поручено конструкторам Горьковского автозавода, то шасси

и двигатель конструкторы завода имени КИМ спроектировали сами. Результат — автомобиль КИМ-10 (рис. 1), первые опытные образцы которого были собраны 25 апреля 1940 г.

КИМ-10 — это, пожалуй, наиболее прогрессивная из всех конструкций отечественных довоенных легковых автомобилей. Например, он, в отличие от автомобилей ГАЗ-М1 и ЗИС-101, уже не имел наружных подножек; его багажник был встроенным, капот — "аллигаторного" типа; лобовое стекло — не плоское, а состоящее из двух расположенных под углом частей (как позднее на ГАЗ-М-20 "Победа", ЗИС-110 и др.); фары — утопленные в кузов; запасное колесо размещалось не снаружи, а в специальной нише багажника. Двигатель, правда, оставался нижнеклапанным. Но был уже достаточно мощным: при рабочем объеме 1,17 л развивал 22 кВт (30 л. с.). И долговечным: на нем впервые применили двухслойные вкладыши подшипников коленчатого вала.

В целом КИМ-10, что и требовалось от малолитражного автомобиля, отличался простотой конструкции, невысокой стоимостью, несколько повышенными, по сравнению с аналогами данного класса, комфортом (регулируемые передние сиденья, часы) и надежностью. Он был четырехместным, развивал скорость до 90 км/ч; его снаряженная масса составляла 840 кг, а габаритные размеры — 3943 × 1430 × 1600 мм.

Всего завод выпустил 500 автомобилей семейства КИМ-10. В том числе КИМ-10-50 (двухдверный седан с закрытым кузовом), КИМ-10-51 (с открытым кузовом типа "фаэтон"), КИМ-10-52 (с четырехдверным несущим кузовом и независимой передней подвеской). Но с началом Великой Отечественной войны завод перешел к выпуску военной продукции.

В 1941—1942 гг. А. Н. Островцев работает главным конструктором московского завода "Искра", затем —

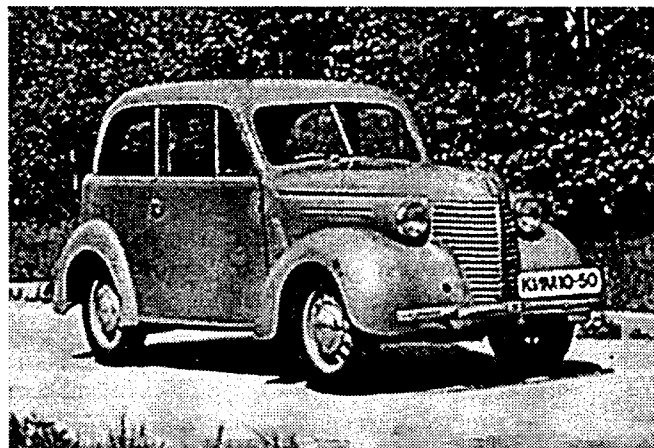


Рис. 1

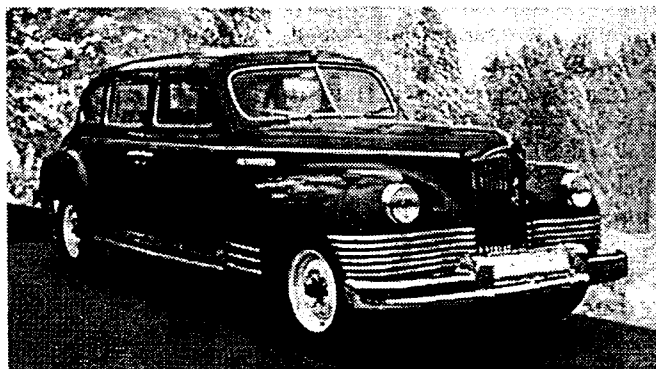


Рис. 2

главным конструктором по автомобильной промышленности в Наркомате среднего машиностроения, а с осени 1942 г. становится заместителем главного конструктора Московского автозавода имени И. В. Сталина (ныне ЗИЛ) и одновременно — главным конструктором этого завода по легковым автомобилям. Здесь он приступает к выполнению правительственного задания — созданию легкового автомобиля высшего класса, производство которого началось 20 июля 1945 г. Это был ЗИС-110 (рис. 2).

Автомобиль, как и задумывалось, получился элегантным, прочным, комфортабельным и быстроходным (максимальная скорость — 140 км/ч). Он был семиместным, с кузовом типа "лимузин", установленным на мощной Х-образной раме. Снаряженная масса ЗИС-110 — 2575 кг, габаритные размеры — 6000 × 1960 × 1730 мм. Двигатель — рядный восьмицилиндровый рабочим объемом 6 л и мощностью 103 кВт (140 л. с.). В конструкцию двигателя, рамы, подвески и трансмиссии Андрей Николаевич внедрил ряд новых, прогрессивных для того времени технических решений, которые использовали затем и в более поздних моделях легковых автомобилей ЗИЛ. В числе таких решений были: гипоидная главная передача, позволившая, опустив карданный вал ниже, создать ровный, без тоннеля, пол в салоне; стабилизаторы поперечной устойчивости в передней и задней подвесках; гидравлический привод тормозных механизмов; независимая рычажная передняя подвеска; двигатель с гидравлическими толкателями, цепным приводом распределительного вала и герметизированной системой охлаждения.

Как видим, это действительно были решения, принципиально новые для отечественного автомобилестроения и широко применяемые до сих пор.

ЗИС-110 выпускали в течение 13 лет. И все эти годы у него не было конкурентов по надежности, плавности хода, комфортабельности, бесшумности. Причем следует отметить: в его конструкцию практически не пришлось вносить изменения, дорабатывать ее по мере накопления опыта эксплуатации, что, как известно, бывает исключительно редко.

Такого высокого качества автомобиля удалось добиться не в последнюю очередь благодаря широко поставленным экспериментальным стендовым и расчетно-исследовательским работам, проводившимся на всех этапах его создания. Что тоже, кстати, было од-

ним из нововведений А. Н. Островцева. Хотя он не отказывался и от традиционных для автозавода пробеговых испытаний, о чем писал в то время А. Эрлих ("Огонек", 1946, № 6): "Новые машины испытываются в пробегах. Главный конструктор часто совершает далекие опытные поездки. Он внимательно прислушивается к ходу машины, настороженно следит за действием всех агрегатов, ревниво отмечает малейшие, едва уловимые звуки и движения. Теперь можно убедиться, что недавние беспокойные метания А. Н. Островцева с завода на завод были необходимым выражением все той же дальновидной, методически собранной творческой воли конструктора".

На базе ЗИС-110 выпускались и его модификации: ЗИС-110А (1952—1957 гг.) для "скорой помощи", ЗИС-110Б (1949—1957 гг.) с открытым кузовом типа "фаэтон" (на них с коней "пересели" в 1955 г. военачальники, командующие и принимающие военные парады на Красной площади), ЗИС-115 с бронированным кузовом, спортивный ЗИС-112, а также полноприводный ЗИС-110П.

За создание автомобиля ЗИС-110 А. Н. Островцев совместно с группой работников автозавода был удостоен Государственной (Сталинской) премии СССР. Тем не менее руководимый им коллектив продолжал работы по автомобилям высшего класса, и в начале 1956 г. были изготовлены первые образцы, а в ноябре 1958 г. автозавод приступил к серийному производству нового семиместного автомобиля ЗИЛ-111 (рис. 3).

Данный автомобиль оснащался более мощным (147 кВт, или 200 л. с.) V-образным восьмицилиндровым двигателем рабочим объемом 5,98 л и, хотя имел на 240 кг большую, чем его предшественник, снаряженную массу, развивал скорость до 170 км/ч. О прогрессивности его конструкции свидетельствует факт присуждения ей "Почетного диплома" международной выставки в Брюсселе (1958 г.), а в 1959 г. — золотой медали ВДНХ ее создателю А. Н. Островцеву.

ЗИЛ-111 существенно отличался от ЗИС-110 формой кузова и конструкцией узлов и агрегатов. На нем впервые в нашей стране стали серийно применять автоматическую гидромеханическую коробку передач. ЗИЛ-111 и ЗИЛ-111А (с кондиционером) выпускали до 1967 г., причем с 1962 г. — в модернизированных вариантах: лимузин ЗИЛ-111Г и кабриолет ЗИЛ-111Д.

В 1947 г. А. Н. Островцев защитил кандидатскую диссертацию. Оставаясь заместителем главного конструктора автозавода, он в 1953 г. принимает предложе-

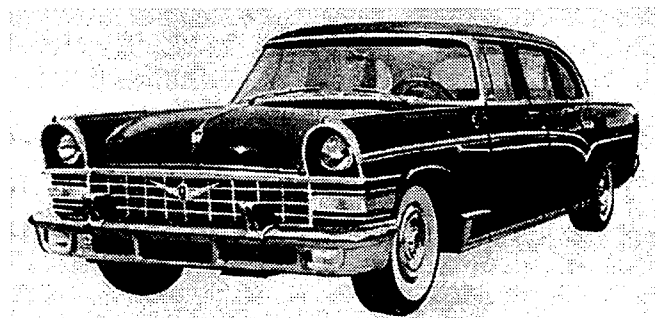


Рис. 3

ние возглавить кафедру "Автомобили и тракторы" (позднее — кафедра "Автомобили") Московского автомобильно-дорожного института (МАДИ), а с 1961 г., став доктором технических наук, полностью переходит на преподавательскую работу.

Заведая этой кафедрой в течение 30 лет, А. Н. Островцев много времени и сил отдает проблемам повышения качества подготовки специалистов с высшим образованием. В частности, он многие годы возглавлял успешно работавшую научно-методическую комиссию по автомобильному образованию и автомобильную комиссию секции машиностроения при Минвузе СССР; под его руководством защищены свыше 40 кандидатских диссертаций; он — научный консультант 10 докторских диссертаций, автор свыше 50 научных трудов, в которых обобщен его многолетний опыт проектирования легковых автомобилей и которые принесли ему широкую известность среди машиностроителей. Уже первая написанная им монография "Основы проектирования автомобилей" (1968 г.) стала настольной книгой конструкторов и ученых-автомобилистов, потому что в ней впервые в нашей стране на высоком методическом уровне проанализированы принципы проектирования, обеспечивающие повышение качества автомобильной техники. Более того, идеи, заложенные в этой книге, стали основой серии книг по автомобильной тематике, выпущенных затем издательством "Машиностроение". В том числе таких фундаментальных, как "Легковые автомобили" В. Ф. Родионова и В. М. Фиттермана (1971), "Автобусы" В. В. Осепчугова (1971), "Грузовые автомобили" М. С. Высоцкого, Ю. Ю. Беленького (1979) и др.

Возглавляя работы по проблеме "Повышение эффективности и качества автомобилей", А. Н. Островцев стремился привлечь и привлекал к непосредственному участию в этих работах ведущих ученых отрасли и специалистов автозаводов. В итоге создал свою научную школу, а при его активной помощи возникали новые школы и направления (В. А. Илларионова, В. В. Осепчугова, Я. Е. Фаробина, А. А. Юрчевского и др.). Не будет ошибкой сказать, что на кафедре "Автомобили" МАДИ ему удалось сконцентрировать, если вос-

пользоваться нынешней терминологией, "элиту" автомобильной практики и мысли, способную не только анализировать сделанное, но и прокладывать новые пути в науке и технике. Например, именно здесь впервые ввели в обиход понятие "потенциальные свойства автомобиля", предложили критерии оценки качества АТС (см.: А. Н. Островцев, Е. С. Кузнецов, С. И. Румянцев "Критерии оценки и управления качеством автотранспортных средств на стадии проектирования, производства и эксплуатации". — М.: МАДИ, 1981), что не только решило терминологическую проблему, но и дало инструмент, позволяющий решать многие чисто практические задачи.

Во многом благодаря инициативе и активной поддержке А. Н. Островцева при кафедре были созданы и успешно функционировали ежегодные всесоюзные семинары "Автоматические трансмиссии автомобилей" (с 1971 г.) и "Качение колеса" (с 1976 г.), а результаты исследований, проводившихся совместно со специалистами автозаводов и НИИ, находили применение в конструкциях АТС.

Неоспорима роль Андрея Николаевича в создании учебников и учебных пособий для вузов автомобильного профиля. Например, первого в СССР учебника по курсу "Автомобиль", первая часть которого, "Основы конструкции" (Н. Н. Вишняков, В. К. Вахламов, А. Н. Нарбут, А. Н. Островцев, И. С. Шлиппе), была подготовлена и издана всего за один год. Затем, после переиздания этой части, в свет вышли (1989 г.) вторая и третья его части — "Теория эксплуатационных свойств" (А. С. Литвинов, Я. Е. Фаробин) и "Анализ конструкций, элементы расчета" (В. В. Осепчугов, А. К. Фрумкин).

Заслуги А. Н. Островцева перед отечественным автомобилестроением общепризнаны. В том числе признаны и государством: он награжден двумя орденами Трудового Красного Знамени, ему присвоены звания "Заслуженный деятель науки и техники РСФСР" и "Ветеран автомобильной промышленности". Но главное состоит в том, что на сделанном им продолжают учиться новые поколения автомобилестроителей.

Д-р техн. наук А. Н. Нарбут

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ:

направлять статьи и вести переписку с редакцией
теперь можно с помощью электронной почты.

Наш адрес: avtoprom@umail.ru

С требованиями к оформлению рукописей
можно ознакомиться на страничке "АП"
сайта издательства "Машиностроение":
www.mashin.ru/avtomobilnaja



УДК 629.113.62

ЧЕШСКИЕ ТРОЛЛЕЙБУСЫ

К. Н. КАРМАНОВ

Оренбургский ГУ

Чехия — страна, в которой троллейбус давно стал одним из наиболее популярных видов городского транспорта. И это не случайно. Во-первых, в чешских городах, особенно в туристский сезон, весьма значительны пассажиропотоки. Троллейбус же способен передвигаться на ~10—12 % большей средней скорости, чем автобус и трамвай. Во-вторых, троллейбус для муниципальных бюджетов обходится дешевле трамвая (не нужны рельсы), способен преодолевать уклоны до 30° (трамвай — не более 10°), но работает, как и трамвай, на самой дешевой в условиях этой страны энергии — электричестве. В-третьих, он, в противоположность автобусу, не усложняет экологию городов.

Спрос рождает предложение. Поэтому Чехия была одной из первых стран, занявшихся разработкой и производством троллейбусов. И достигла в этом деле довольно больших успехов, в том числе успехов в условиях конкурентной борьбы с другими производителями аналогичной продукции (Бельгия, Венгрия, Италия, Россия, Франция, Швейцария).

Чешское производство троллейбусов — это завод "Шкода Остров". С его линий за десятилетия работы сошло свыше 12 тыс. троллейбусов, которые перевозят пассажиров в 90 городах 20 стран мира (Россия, Югославия, Германия, Китай и др.).

Сейчас он работает по трем направлениям: расширяет ассортимент выпускаемой продукции; модернизирует ее; создает перспективные троллейбусы.

Так, троллейбус "Шкода 14 ТрМ" (рис. 1) представляет собой модернизацию надежного и хорошо себя зарекомендовавшего троллейбуса "Шкода 14 Тр": на нем, по сравнению с предшественником, изменены передняя и задняя стены, где будет устанавливаться электронно-информационная система; применены

усиленные управляемый и ведущий мосты; кузов и ходовая часть защищены от коррозии специальными высококачественными материалами, в результате чего долговечность троллейбуса по этому показателю возрастает до 12—15 лет. В целях повышения безопасности в конструкцию устройств подвода электроэнергии, тягового и вспомогательного электрического оборудования внесены существенные изменения.

Троллейбус 14 ТрМ может исполняться в двух вариантах — для контактной сети напряжением 600 В (тяговый двигатель мощностью 100 кВт, кратковременно — 150 кВт) и для сети напряжением 750 В (тяговый двигатель мощностью 120 кВт, кратковременно — 170 кВт). Оба имеют две системы электропитания — высоковольтную (работает от контактной сети) и низковольтную (работает от бортовых аккумуляторных батарей); оба кроме обычной тиристорно-импульсной регуляции могут оснащаться микропроцессорным управляющим регулятором с самодиагностикой, а также системой частичной или полной рекуперации электроэнергии при электродинамическом торможении.

Каждый токоприемник имеет устройство, обеспечивающее автоматическое его опускание при сходе токосъемной головки с контактного провода, а головка — устройство, предотвращающее ее падение при вырыве из штанги.

Интерьер троллейбусов 14 ТрМ предусматривает установку различных, по желанию заказчика, типов кресел для пассажиров. Исполнение пола — также многовариантное. Предусмотрена возможность установки дополнительного оборудования (например, интегральной палубной информационной системы, полужакрытой кабины водителя и т. д.).

Второй пример модернизации — шарнирно сочлененный троллейбус "Шкода 15 ТрМ" (рис. 2), созданный на базе троллейбуса "Шкода 15 Тр".

Главная задача, которую ставили перед собой его разработчики и производители (сократить стоимость обслуживания и оптимизировать систему управления,

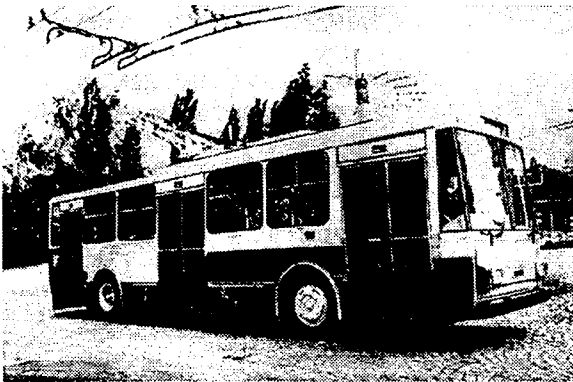


Рис. 1

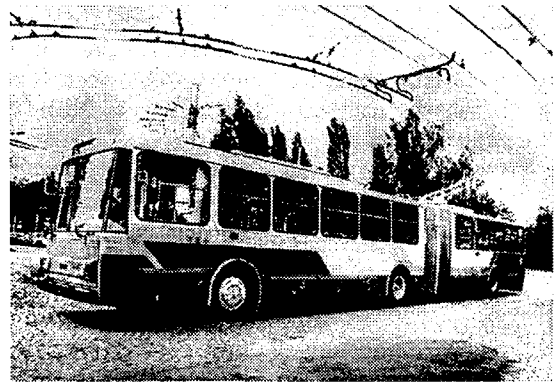


Рис. 2

приводную систему), в целом решена. Об этом говорит приведенная ниже техническая характеристика троллейбуса "Шкода 15 ТрМ".

Пассажировместимость, чел.	180
Число мест для сидения	42
Масса, кг:	
неснаряженная	16400
снаряженная	17000
полная	30000
Скорость, км/ч:	
расчетная	60
максимальная установившаяся на горизонтальном участке пути движения при нагрузке, равной 70 % пассажировместимости.	65
Максимальный подъем, преодолеваемый при полной массе на сухой дороге с асфальтобетонным покрытием, %	12
Габаритные размеры, мм:	
длина	17400
ширина	2500
высота с токосъемниками.	3410
Удельный расход электроэнергии в эксплуатационном графике движения, Вт · ч/(т · км)	100

Мощность тягового двигателя, кВт, при:	
600 В	2 × 100
720 В	2 × 120
Система управления	Тиристорно-импульсный регулятор с ГТО тиристорами
Системы торможения	Независимая от сети; комбинированная рекуперативная и реостатная пневматическая
Система диагностики	Индикация текущего состояния комплекса тягового привода

Развитие чешской троллейбусной сети сопровождается значительными капиталовложениями. Участвует Чехия и в развитии таких сетей в других странах. И не только путем поставки своих троллейбусов, но и организации там их производства. Типичный пример — совместное производство "Шкода—ВМЗ", налаживаемое "Шкодой Остров" и Волгоградским механическим заводом. Его цель — выпуск троллейбусов "Шкода 14 ТрМ" и "Шкода 15 ТрМ".



Вышли из печати

УДК 629.113.(075);(049.32)

Автомобили. Учебник (учебное пособие) для вузов сельскохозяйственного профиля / **А. В. Богатырев, Ю. К. Есеновский-Лашков, М. Л. Насоновский, В. А. Чернышов.** Под общей ред. **А. В. Богатырева.** — М.: Колос, 2001. — 496 с.: илл.

Без автомобильного транспорта современное сельскохозяйственное производство невозможно. Как и без квалифицированных специалистов, т. е. людей, знающих все стороны этого производства и машины, применяемые в нем. В том числе автомобильную технику. Вместе с тем до настоящего времени в распоряжении преподавателей высшей школы не было специального учебника и учебных пособий, посвященных автомобилям, наиболее широко используемым в сельском хозяйстве: большинство изданных предназначены для подготовки либо водителей или механиков, либо конструкторов автомобилестроительного профиля и не отражают особенности конструкции именно сельскохозяйственных автомобилей. Таким образом, издание рецензируемого учебного пособия следует признать делом весьма своевременным. А если проанализировать все его восемь разделов с точки зрения охвата темы и качества изложения материалов, то и, безусловно, делом полезным.

Так, в первом разделе приводятся общие сведения об автомобилях, включая, вопреки традиции разработчиков отечественной учебной литературы, достаточно подробную главу из истории развития автомобилей, что для общего кругозора будущих инженеров никак не лишне.

Второй раздел посвящен конструкции двигателей и состоит из 12 глав, охватывающих все их узлы. Причем особенно нетрадиционна последняя глава: она знако-

мит читателя с некоторыми эксплуатационными характеристиками двигателя, знание которых позволит будущему специалисту грамотно использовать автомобиль в производственном сельскохозяйственном процессе. Жаль только, что авторы в качестве примеров взяли двигатели УЗАМ-412 и ВАЗ-2108, а не двигатели, широко применяемые в сельском хозяйстве. Но в целом раздел получился удачным, в том числе и методически. Например, конструкции узлов двигателя рассматриваются после основных рабочих процессов, индикаторных, эффективных и токсических показателей, что позволяет конструктивные решения воспринимать как средство улучшения этих показателей. Есть и эксплуатационные требования к двигателям, и рекомендации по выявлению и устранению неисправностей, что в условиях поля и при отсутствии близкорасположенных СТО уместно и правильно. Так же как и то, что основа раздела — современные конструкции узлов двигателей внутреннего сгорания.

Тех же принципов придерживаются авторы учебного пособия и в других разделах.

Так, в третьем рассмотрены трансмиссии автомобилей. Здесь тоже приведены общие сведения о трансмиссиях, их назначении, требования к ним, дана их классификация. Подробно, с привлечением достаточного объема иллюстрационного материала, проанализированы конструкции сцеплений, коробок передач, карданных передач и ведущих мостов. Общая методи-

ка изложения вполне соответствует требованиям к учебной литературе по подготовке инженеров-эксплуатационников. Но замечания по этой главе тоже есть. Скажем, для инженеров сельскохозяйственного производства вряд ли представляет интерес ГМП большого городского автобуса. Здесь была бы более уместна передача автомобиля высокой проходимости (например, МАЗ-543). В разделе "Карданные передачи" утверждается, что синхронные шарниры типа "рцепп" применяются на автомобилях УАЗ, ЗИЛ и ГАЗ. Это неверно, так как шарниры данного типа были только на специальных автомобилях особо высокой проходимости (ЗИЛ-135), а на УАЗах и ГАЗах всех моделей — шарниры типа "вейс" (шариковые с делительными канавками).

Четвертый раздел — о конструкциях ходовой части автомобилей. В нем приведены общие сведения о ходовой части, рассказано о ее назначении, требованиях к ней, даны понятия о сцеплении колеса с дорогой, его буксовании и сопротивлении качению, проходимости автомобиля и об агротехнических требованиях по проходимости; рассмотрены конструкции колес и шин, рам и кузовов. Однако в разделе, если подходить строго, есть недоработки. Во-первых, в табл. 20.2 приведены завышенные значения коэффициентов сопротивления качению при движении автомобилей по дороге с асфальтобетонным покрытием в хорошем состоянии: для таких шин коэффициенты составляют, по данным НАМИ, 0,008—0,01. То есть данные таблицы — устаревшие. Во-вторых, приведенная в этом разделе формула для расчета силы сопротивления качению относится к конкретной дороге, т. е. ее нельзя считать универсальной. Видимо, следовало бы привести более простую и широко известную зависимость: $f = f_0(1 + Av^2)$. В-третьих, в формулах, содержащих численные коэффициенты, желательно видеть размерности входящих в нее величин (например, в формуле для вычисления критической скорости аквапланирования). В-четвертых, в параграфе 21.2, где рассматриваются конструкции листовых рессор, очень мало сказано о способах их крепления, в частности, нет информации о широко распространенных рессорах с накладным ухом и скользящим концом. В-пятых, в параграфе 21.2 ошибочно утверждение о том, что спиральные рессоры (пружины) применяют на легковых автомобилях при независимой подвеске колес: конструкции, в которых при зависимой подвеске упругим элементом является пружина, причем и на легковых, и на грузовых автомобилях, — далеко не редкость.

В пятом разделе рассмотрены рулевое управление и тормоза. Объем материала вполне соответствует уровню знаний, необходимому инженерам сельскохозяй-

ственного производства. Не совсем точен лишь один тезис авторов: "Каждому значению нагрузки на задние колеса автомобиля при торможении соответствует определенный тормозной момент". Давно доказано, что при определенной величине нагрузки момент может принимать самые разные значения. И второе: при описании стояночных тормозов авторы почему-то не остановились на конструкции пневмопружинных стояночных тормозов, которые широко применяются на грузовых АТС.

Шестой раздел — о рабочем и вспомогательном оборудовании АТС (прицепные устройства, самосвальное оборудование, а также устройства в кабине и салоне, улучшающие обзорность и обеспечивающие комфорт для водителя). Даны в нем и общие сведения об автоматизации работы АТС и контроля за его показателями.

Седьмой раздел посвящен электрооборудованию: приведены общие сведения об этом оборудовании, рассмотрены система электроснабжения (генераторы, аккумуляторные батареи), ее неисправности и техническое обслуживание, системы электрического пуска, освещения и сигнализации, а также информационно-диагностическая система и вспомогательное оборудование. Все материалы даны в достаточном объеме, изложены доходчиво и доступно.

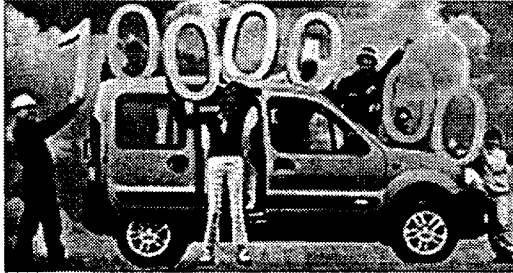
Книга предназначена, как уже упоминалось, для студентов сельскохозяйственных вузов, готовящих специалистов в области механизации сельского хозяйства. Ее содержание соответствует образовательному стандарту ВПО "Государственные требования к минимуму содержания и уровню подготовки выпускника по специальности 150200 "Автомобили и автомобильное хозяйство". Более того, если оценивать в целом, то она вполне соответствует статусу учебника. И такой статус ей следует придать при переиздании, которое, безусловно, потребуется: тираж (5 тыс. экз.) слишком мал, чтобы удовлетворить нужды вузов. Кроме того, она найдет спрос и у тех, кто уже трудится в сельском хозяйстве.

Что же касается названных выше немногочисленных недостатков, то они, по большому счету, малосущественны и легко устранимы при переиздании. Главное же — книга, созданная коллективом авторов, хорошо знающих теорию и практику автомобильного дела, не залежится на полках магазинов, т. е. будет востребована, и востребована многими.

*Д-р техн. наук А. Л. Карунин,
канд. техн. наук В. В. Селифонов
МГТУ "МАМИ"*



Миллионный автомобиль "Рено Кангу" собран на заводе в г. Мобеже (Франция). Семейство включает: развозной фургон, пассажирский и грузопассажирский автомобили (передне- и полноприводные, с бензиновыми и газовыми двигателями, дизелями и электроприводом).



История развития семейства такова. В октябре 1997 г. начато производство базового фургона со сдвижной остекленной дверью в правом борту, а в декабре — пассажирской модификации. В апреле 1998 г. — модификации с увеличенным дорожным просветом и 14-дюймовыми колесами, вместо штатных 13-дюймовых (привод остается передним). В ноябре 1999 г. кузова автомобилей семейства получили вторую сдвижную дверь (в левом борту), что сделало более удобной эксплуатацию как грузовых, так и пассажирских

модификаций. Кроме того, появился вариант фургона с увеличенным за счет большего заднего свеса объемом кузова. С 2000 г. "Рено Кангу" продается не только с механической, но и с автоматической коробкой передач. В июле 2001 г. семейство модернизировано: применены новые бензиновые шестнадцатиклапанные двигатели (1,6- и 1,2-литровый мощностью 70 и 55 кВт, или 95 и 75 л.с.), подушки безопасности, ABS и "система помощи при экстренном торможении", новые шумоизоляция, отделка салона и панель приборов. В сентябре 2001 г. начат выпуск полноприводных модификаций (в настоящее время на них приходится 17 % всех продаж "Рено Кангу" во Франции). В декабре 2001 г. для семейства адаптирован новый 1,5-литровый дизель мощностью 48 кВт (65 л.с.), созданный для модели "Клио". Продолжаются работы по адаптации более мощного варианта этого дизеля (59 кВт, или 80 л.с.).

Автомобили семейства "Кангу" собирают не только во Франции, но и в Аргентине и Марокко.

Фирма "Дженерал Моторс" снизила цены на автомобили "Опель Корса", реализуемые на рынках СНГ. В среднем цена каждой модели уменьшилась на 1 тыс. амер. долл. Самая дешевая модификация стоит теперь ~9 тыс., а самая популярная — с двигателем рабочим объемом 1,2 л, механической коробкой передач, гидроусилителем руля и кондиционером — ~11 тыс. амер. долл.

Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Кисуленко Б. В. — Сертификация автомобильной техники. Итоги первого десятилетия	1
Мерзляков Ю. Г., Олейник А. В. — Серийное производство отечественных нейтрализаторов отработавших газов налажено	3
АСМ-факты	6
КОНСТРУКЦИИ АВТОМОТОТРАНСПОРТНЫХ СРЕДСТВ	
Москвин Р. К. — "Альтам-2002"	6
Марков В. А., Сиротин Е. А. — Формирование частичных регуляторных характеристик дизеля	7
Кольга А. Д. — Привод тормозной системы автомобиля. Возможности повышения эффективности.	12
Фролов Н. Н., Власов В. М., Иванов И. С. — Повышение долговечности цилиндропоршневых групп двигателей мотороллеров	14
Шухман С. Б., Переладов А. С. — Оценка воздействия движителей автомобиля на почву	16
Смирнов И. Г., Козадаев А. И., Коровин Ю. В. — Шпонка — деталь, в соединении "вал—шестерня" лишняя	19
Читатель предлагает	
Давыдов Д. А. — АГТД, работающий по циклу Хольцварта	21

АВТОТЕХОБСЛУЖИВАНИЕ

Кульчицкий А. Р., Честнов Ю. И., Петров В. Л. — Оценка дымности отработавших газов дизелей. Цикл ELR	23
Колтунов Г. А. — Новые масляные фильтры	25

ТЕХНОЛОГИЯ, ОБОРУДОВАНИЕ, МАТЕРИАЛЫ

Устменко В. С., Сингур А. Г., Назаров Н. М., Быкин В. В. — Расчет и водка характеристик системы поддрессоривания АТС	27
Ситкевич М. В., Бакин В. А., Сидоренко М. И. — Холодная химико-термическая обработка инструмента	29
Высоцкий М. С., Выленчик Б. Б., Горбачевич М. И., Попов В. К. — Программно-аппаратный комплекс для натурных исследований аэродинамики автопоездов	30
Солдатенко В. А., Федоров Г. Ф., Оршанский Ю. И., Солдатенко М. В., Кульнева Е. В. — Аккумуляторные батареи: сбыт плюс сбор	32

ИНФОРМАЦИЯ

Нарбут А. Н. — А. Н. Островцев — конструктор и ученый	34
За рубежом	
Карманов К. Н. — Чешские троллейбусы	37
Вышли из печати	
Карунин А. Л., Селифонов В. В. — Рецензия на книгу А. В. Богатырева и др. "Автомобили"	38
Коротко о разном	40

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. Гладков, М. А. Григорьев, Б. И. Гуров, Ю. К. Есеновской-Лашков, А. Л. Карунин, Р. В. Козьрев (ответственный секретарь), Ю. А. Купеев, Э. Н. Никульников, В. И. Пашков, С. И. Попова (ведущий редактор), А. М. Сереженкин, Н. Т. Сорокин, Г. А. Суворов, А. И. Титков, С. В. Ушаков, Н. Н. Яценко

Белорусский региональный редакционный совет:

М. С. Высоцкий (председатель), Л. Г. Красневский (зам. председателя), П. Л. Мариев, А. Г. Палагин, А. П. Ракомсин, К. И. Ремишевский, И. С. Сазонов, В. Е. Чвялев

Ордена Трудового Красного Знамени
ФГУП «Издательство "Машиностроение"»

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

Сдано в набор 04.04.2002. Подписано в печать 18.05.2002.
Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл.печ. л. 4,9. Усл.-кр. отт. 11,76. Уч.-изд. л. 6,84. Зак. 623.

Адрес редакции: 107076, Москва, Стромынский пер., 4,
комн. 210 и 214
Телефон 269-54-98. Факс 269-48-97
E-mail: avtoprom@umail.ru; mash.publ@g23.relcom.ru
www.mashin.ru

Отпечатано в Подольской типографии
Чеховского полиграфического комбината Комитета РФ
по печати, 142100, г. Подольск, ул. Кирова, 25



РЕМАШ-2002

1-3 октября 2002 года, Москва, КВЦ "Сокольники"

МЕЖДУНАРОДНАЯ СПЕЦИАЛИЗИРОВАННАЯ ВЫСТАВКА-ЯРМАРКА ПОДЕРЖАННОГО, ВОССТАНОВЛЕННОГО И МОДЕРНИЗИРОВАННОГО ОБОРУДОВАНИЯ

При поддержке Министерства промышленности, науки и технологии РФ и
Департамента науки и промышленной политики Правительства Москвы

ОРГАНИЗАТОР
ВЫСТАВКИ



СОВМЕСТНО С ВЦ "МАШИНОСТРОЕНИЕ"

ГАРДЭС
СТАНКИ

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ
СПОНСОР



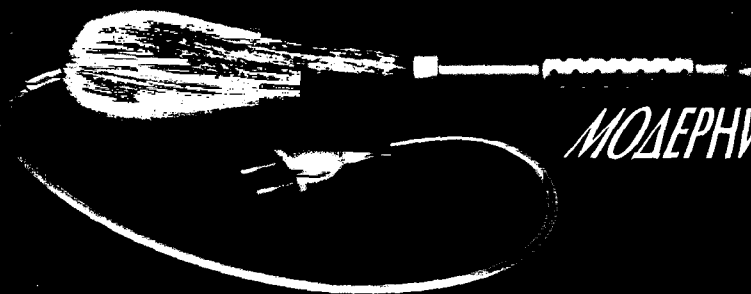
ПОДЕРЖАННОЕ

ПЕРВЫЙ В РОССИИ МЕЖДУНАРОДНЫЙ АУКЦИОН ПОДЕРЖАННОГО ОБОРУДОВАНИЯ • ПЕРВЫЙ
СЪЕЗД РОССИЙСКОЙ АССОЦИАЦИИ УЧАСТНИКОВ РЫНКА ПОДЕРЖАННОГО ОБОРУДОВАНИЯ • ПЕРВЫЙ
ПОЛНЫЙ КОМПЛЕКС УСЛУГ ПО ВОССТАНОВЛЕНИЮ ОБОРУДОВАНИЯ И ОРГАНИЗАЦИЯ
ПРОИЗВОДСТВА С НАИМЕНЬШИМИ ФИНАНСОВЫМИ ЗАТРАТАМИ



ВОССТАНОВЛЕННОЕ

ЭКСПОЗИЦИЯ ЛУЧШИХ МИРОВЫХ ОБРАЗЦОВ • ПРЯМЫЕ КОНТАКТЫ С ЛИДЕРАМИ РОССИЙСКОГО
И ЗАРУБЕЖНОГО РЫНКА • УСЛУГИ ПО ВОССТАНОВЛЕНИЮ РАЗУКОМПЛЕКТОВАННОГО
ОБОРУДОВАНИЯ • ПРОГРАММЫ ИНВЕСТИЦИЙ В ОБОРУДОВАНИЕ ВЕДУЩИХ БАНКОВ МОСКВЫ



МОДЕРНИЗИРОВАННОЕ

РУССКИЙ
предприниматель

ТЕХН МИР

ТОВАРЫ И ЦЕНЫ

ИНДУСТРИЯ
УПАКОВКИ

ОПТОВИК

ОПТОВЫЙ
ВЕСТНИК

ИНФООЛ
АЗИАТИКА И КИТАЙ

РУССКИЙ
ФОКУС
ИНТЕРНАЦИОНАЛЬНЫЙ БИЗНЕС

ФГУП
ИЗДАТЕЛЬСТВО
"МАШИНОСТРОЕНИЕ"

Средства

СНАБЖЕНИЕ

СНАБ ТЕХНИКА

ПИЩЕВОЕ
ПРОИЗВОДСТВО

Эксперт

ГЕНЕРАЛЬНЫЙ СПОНСОР - "СТАНКИ «ГАРДЭС»":

Тел.: (095) 755 5881 Факс: (095) 755 5882

ООО "Глобал Экспо": 123001, Москва, Вспомогательный пер., 3

Тел.: (095) 107 3937 107 3190 Факс: (095) 202 9685

www.remachexpo.ru

info@remachexpo.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

7-я МОСКОВСКАЯ МЕЖДУНАРОДНАЯ АВТОМОБИЛЬНАЯ ВЫСТАВКА

Индекс 70003



2 0 0

21-25 АВГУСТА

Выставочный Комплекс ЗАО "Экспоцентр"
на Красной Пресне, Москва, Россия

принимаем заявки на участие в выставке

ISSN 0005-2337. Автомобильная промышленность. 2002. № 6. 1-40

ОРГАНИЗАТОРЫ:



ПРИ СОДЕЙСТВИИ:



ПРИ ПОДДЕРЖКЕ:



МИНИСТЕРСТВА ПРОМЫШЛЕННОСТИ,
НАУКИ И ТЕХНОЛОГИИ РФ,
ПРАВИТЕЛЬСТВА МОСКВЫ

ОАО АСМ ХОЛДИНГ.
Центр международных автомобильных выставок
101999, К-31, ГСП-9, Москва, Россия
Улица Кузнецкий мост, 21/5, оф. 5-076
Тел.: (095) 925 5179, 928 9464, 956 0081
Факс: (095) 926 0619, 926 0498, 926 0203
E-mail: smv@asm.ru

www.asm-holding.ru

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru