Журнал выходит при информационной поддержке АМО ЗИЛ, ОАО "КАМАЗ", РУП "МАЗ", УП "МЗКТ", АЗ "Урал"

Учредитель
Открытое акционерное московское общество "Завод имени И. А. Лихачева" (АМО ЗИЛ)

Главный редактор
генеральный директор
Управляющей организации АМО ЗИЛ
К. В. Лаптев

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

Д. Х. Валеев, М. С. Высоцкий, В. А. Гуринович, А. П. Гурченко, А. В. Дмитриевский, В. А. Зорин, Н. А. Иващенко, А. Л. Карунин, Л. Г. Красневский, В. В. Корсаков, Ю. В. Кудрявцев, А. С. Кузнецов, В. Г. Мазепа, В. А. Марков, В. Ф. Платонов, А. П. Ракомсин, Г. Н. Рейзина, Е. Л. Рыбин, Г. А. Синеговский, А. Ф. Синельников, В. С. Устименко, Х. А. Фасхиев

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 238-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел.: (8-10-380-572) 707-68-48

Цветоделение
ОАО "Издательство "Машиностроение"

Журнал зарегистрирован в Министерстве РФ по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций. Свидетельство о регистрации ПИ № 77-3346 от 10 мая 2000 г.

Адрес редакции
129626, Москва, проспект Мира, 106. А/я 78.
Тел.: (495) 682-5789, 682-7788
E-mail: grouzovik@mashin.ru
http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Стромынский пер., 4/1
Тел.: (495) 268-3858
Факс: (495) 269-4897

Подписной индекс
по каталогу "Роспечать" 72145,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 41302,
по каталогу "Почта России" 60262

Цена свободная

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2008

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик &" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик &" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Отпечатано в ООО "Подольская Периодика".
142110, Московская область, г. Подольск, ул. Кирова, 15. Зак. 65.

Грузовик & с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал
Выпускается с 1996 г.

В номере

Конструкция

2 *Автомобили* КАМАЗ 5360, 53605, 5460, 6460, 6520, 65201 (Продолжение)

7 *Чугунов В. А., Попов М. В., Данилов Р. Г.* Автобус для выездных совещаний

10 *Рыбаков А. А.* Унифицированный автомобильный энергомодуль на основе однотактного свободнопоршневого двигателя с внешней камерой сгорания и линейного электрогенератора

Исследования. Расчет

14 *Марков В. А., Шатров В. И., Полухин Е. Е.* Исследование системы управления углом опережения впрыска топлива транспортного дизеля

22 *Дьяченко В. Г.* Двигатель с продолженным расширением — проблемы, перспективы

25 *Галышев Ю. В.* Расчетный анализ различных способов организации рабочего процесса водородного двигателя

Проектирование

28 *Козловский В. Н., Малеев Р. А.* Имитационное моделирование — инструмент повышения качества проектирования электромеханического усилителя рулевого управления

Технология

31 *Якухин В. Г., Пономарев А. В., Учайкин Д. В.* Методология выбора оптимальных методов и способов механической обработки в автомобилестроении

Безопасность

41 *Гаранты* вашей безопасности на дороге

Экология

45 *Козлов А. В.* Энергетическая и эколого-экономическая эффективность применения биодизельного топлива в полном жизненном цикле

Поздравляем с юбилеем

49 *Михаилу Степановичу Высоцкому* исполнилось 80 лет. Известный конструктор, крупный ученый

Информация

54 *Франц К. Мозер.* Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей

62 *Грузовые* автомобили фирмы Renault Truck для перевозки строительных грузов

63 *Сборка* и дорожные испытания седельных тягачей Axor Mercedes-Benz

64 *Volvo 9700* — призер в номинации "Туристский автобус 2008 года"

№2 '2008 (№ 139)

АВТОМОБИЛИ КАМАЗ 5360, 53605 5460, 6460 6520, 65201

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—12; 2008, № 1)

КОРОБКА ПЕРЕДАЧ

На автомобилях в зависимости от их моделей и комплектаций применяются коробки передач моделей 152, 154, ZF-8S1350, ZF-9S109, ZF-16S151 фирмы "ZAHNRADFABRIK" (Германия).

Коробка передач моделей 152, 154 — механическая, десятиступенчатая, состоит из основного редуктора и двухступенчатого делителя, расположенного впереди основной коробки передач.

Коробка передач мод. ZF-9S109 — механическая, девятиступенчатая, включает основной четырехступенчатый редуктор и планетарный демультипликатор, расположенный сзади основной коробки передач, имеет дополнительную пониженную передачу.

Коробка передач мод. ZF-16S151 — механическая, шестнадцатиступенчатая, включает основную четырехступенчатую коробку передач со встроенным двухступенчатым делителем, расположенным впереди основной коробки, и с двухступенчатым планетарным демультипликатором, установленным сзади основной коробки.

Коробка передач мод. ZF-8S1350 — механическая, восьмиступенчатая, включает основной четырехступенчатый редуктор и планетарный демультипликатор, расположенный сзади основной коробки передач. Описание конструкции, правила эксплуатации и обслуживания изложены в "Руководстве по эксплуатации коробки 8S1350", прилагаемом в ЗИП к автомобилю.

Регулирование дистанционного привода управления механизмом переключения передач в коробке передач мод. 152 (с двигателем 740.13-260) надо проводить при нейтральном положении рычага переключения передач в следующем порядке (рис. 1):

— отвернуть полностью гайку 14;

— вынуть хвостовик 3 из конического отверстия рычага 2, освободив тягу 7;

— ослабить гайки 11 и 12;

— отвернуть гайку 6;

— вынуть шарнир реактивной тяги 13 из отверстия в кронштейне 15 тяги 7;

Таблица

Передаточные числа передач											
Модель	Передача	*C*	1	2	3	4	5	6	7	8	*R*
152, 154	*B*	—	7,82	4,03	2,50	1,53	1,0	—	—	—	7,38
	H	—	6,38	3,29	2,04	1,25	0,815	—	—	—	6,02
ZF-8S1350			8,28	5,69	4,07	2,90	2,03	1,40	1,0	0,71	6,70
ZF-9S109		12,91	8,96	6,37	4,71	3,53	2,54	1,81	1,34	1,0	12,2
ZF-16S151	*L*	—	13,86	9,52	6,56	4,58	3,02	2,08	1,43	1,0	12,97
	S	—	11,56	7,96	5,48	3,83	2,53	1,74	1,20	0,84	10,85

Примечание. *L* — низшая передача в делителе; *S* — высшая передача в делителе; *R* — задний ход; *C* — пониженная передача.

Рис. 1. Привод управления механизмом переключения передач коробки передач мод. 152 с двигателем 740.13-260:

1 — коробка передач; 2 — рычаг; 3 — хвостовик; 4, 6, 11, 12, 14 — гайки; 5 — кронштейн тяги; 7 — задняя тяга; 8 — контргайка; 9 — болт; 10 — рычаг переключения передач; 13 — реактивная тяга

— при помощи болта 1 закрепить рычаг 10 переключения передач 1;

— установить рычаг 2 вертикально;

— ослабить гайку 4;

— вращая хвостовик 3, совместить ось конического пальца с отверстием рычага 2, затянуть гайку 14 (момент 40—50 Н · м);

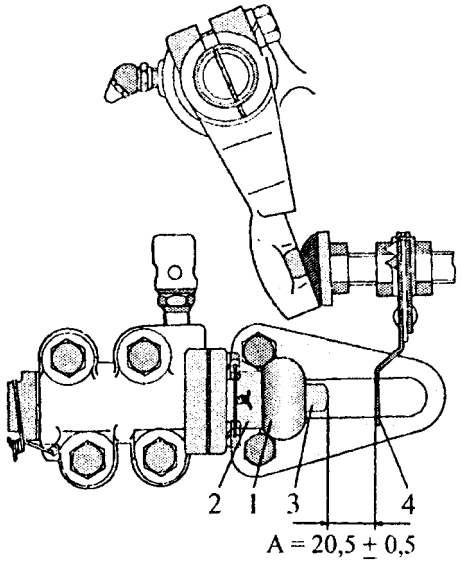


Рис. 2. Привод сцепления:

1 — пылепредохранитель; 2 — крышка; 3 — ограничитель штока; 4 — упор (флажок) штока клапана

— вращая реактивную тягу 13, совместить ось конического пальца с осью отверстия в кронштейне 5 тяги 7;

— затянуть гайки 4, 11, и 12 (момент 40—50 Н · м);

— удерживая ключом хвостовик 3 от разворота, затянуть гайку 4 (момент 98—147 Н · м);

— вывернуть болт 9 на 35 мм и застопорить его контргайкой 8.

Проверьте установочный размер упора клапана включения делителя передач для коробки передач мод. 152 (с двигателем 740.13-260), перемещая упор 4 (рис. 2) штока клапана. После установки требуемой величины $A = 20{,}5 \pm 0{,}5$, закрепите упор гайками, гайки застопорите отгибными шайбами.

Ход рычага делителя передач коробок передач моделей 152 (с двигателем 740.13-260), 154 проверяйте при наличии сжатого воздуха в пневмоприводе тормозной системы. Для измерения хода рычага нужно:

— снять крышку 1 (см. рис. 2) смотрового люка механизма переключения делителя передач;

— нажать до упора на педаль сцепления;

— передвигая переключатель управления делителем передач из верхнего положения в нижнее или наоборот, измерить ход рычага по

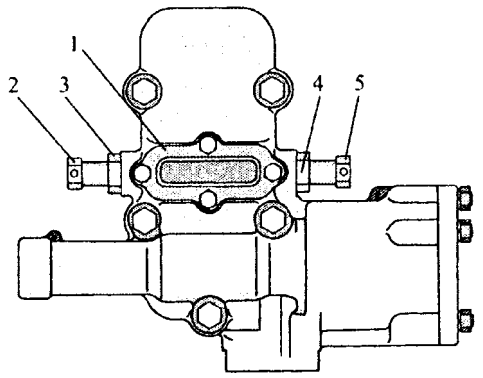


Рис. 3. Механизм делителя:

1 — крышка смотрового люка; 2, 5 — установочные винты; 3, 4 — контргайки

центру отверстия. Нормальная величина хода 16,5—19,0 мм.

Ход рычага надо регулировать в следующем порядке:

— ослабить контргайки 3, 4 (рис. 3) и вывернуть установочные винты 2, 5;

— установить переключатель на рукоятке рычага переключения передач в нижнее положение (Н);

— нажать на педаль сцепления до упора;

— ввернуть задний установочный винт 5 до контакта с рычагом, после этого завернуть винт еще на 1/4 оборота и застопорить контргайкой 4;

— установить переключатель в верхнее положение (В) и нажать на педаль сцепления до упора. Ввернуть передний установочный винт 2 так же, как был ввернут задний винт.

Регулировку механического дистанционного привода управления механизмом переключения передач коробок передач моделей 152 (с двигателем 740.31-240), 154, ZF-8S1350, ZF-9S109 и ZF-16S151 (рис. 4) нужно производить при нейтральном положении рычага переключения передач в следующем порядке:

— ослабить гайку 15;

— отвернуть полностью гайку 10;

— вынуть хвостовик 9 из конического отверстия рычага 5, освободив тягу 3;

— зафиксировать тягу 3 технологическим стержнем 4 (d = 4 мм, l = 100 мм) в опоре 2;

— установить рычаг 5 под углом 14 ± 2,5° (для моделей 152, 154), под углом 18° (для моделей ZF-8S1350, ZF-9S109 и ZF-16S151) к вертикали;

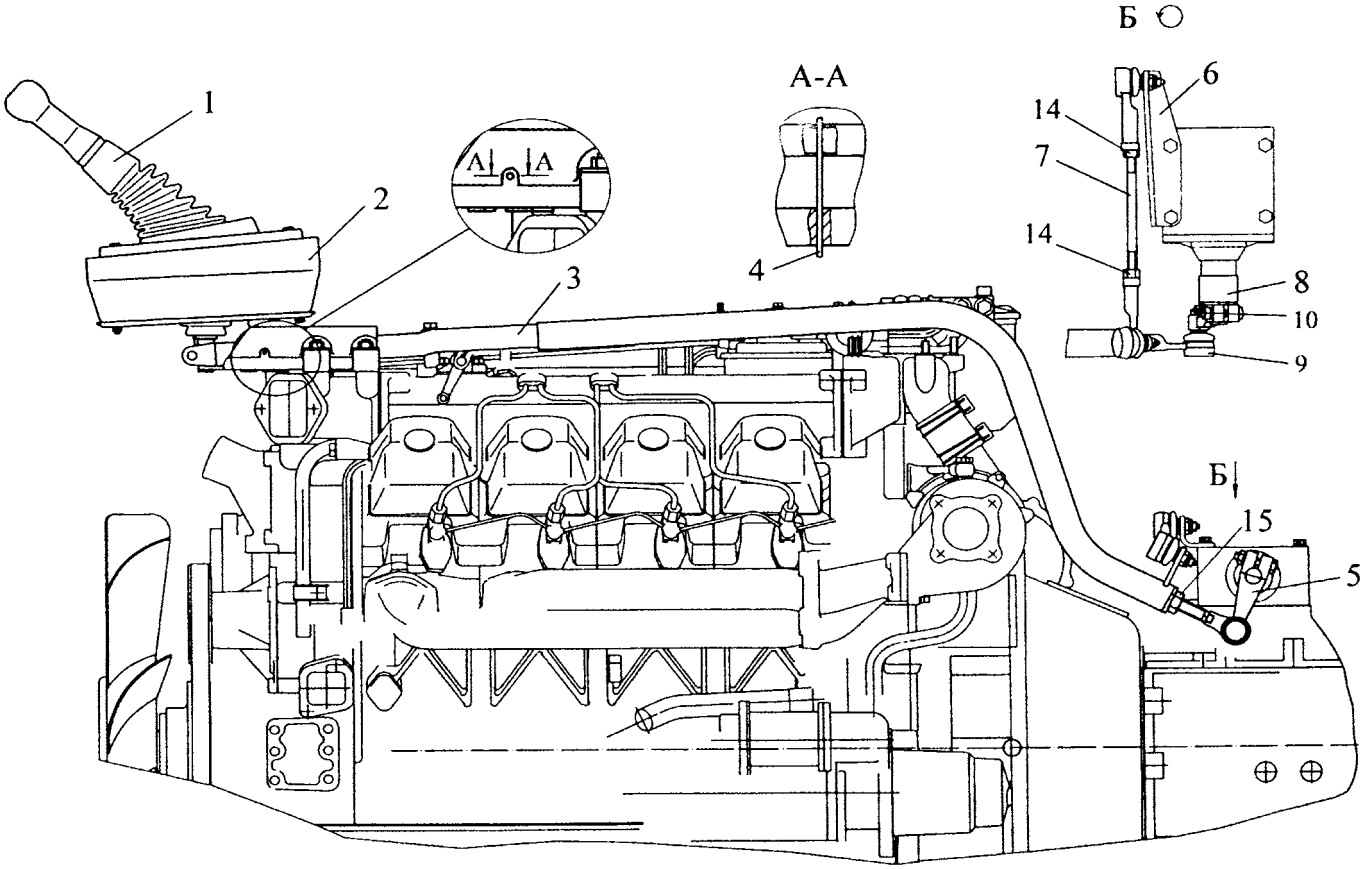


Рис. 4. Привод управления механизмом переключения передач коробок передач моделей 152 (с двигателем 740.31-240), 154, ZF-9S109:

1 — рычаг переключения передач; 2 — опора рычага переключения передач; 3 — тяга; 4 — технологический стержень; 5 — рычаг; 6 — кронштейн реактивной тяги; 7 — реактивная тяга; 8 — защитный кожух; 9 — хвостовик; 10, 14, 15 — гайки

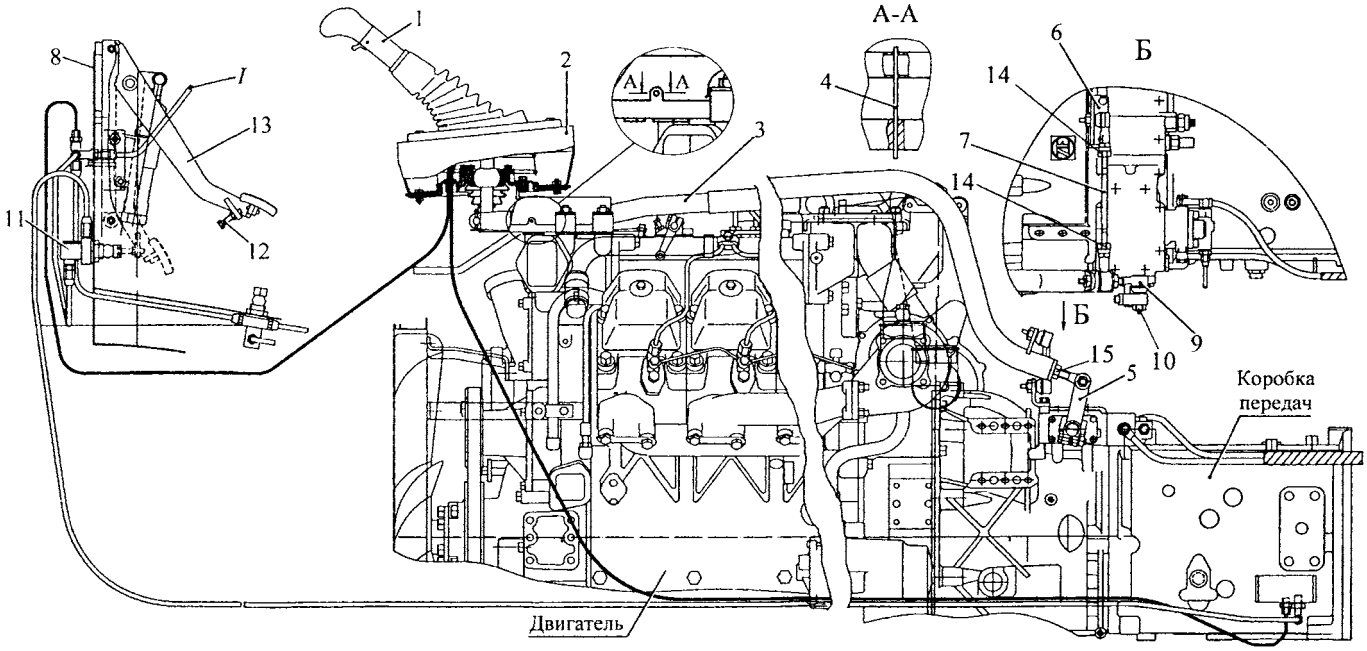


Рис. 5. Привод управления механизмом переключения передач коробок передач моделей ZF-8S1350, ZF-16S151:

1 — рычаг переключения передач; 2 — опора рычага переключения передач; 3 — тяга; 4 — стержень; 5 — рычаг; 6 — кронштейн реактивной тяги; 7 — реактивная тяга; 8 — панель передка; 9 — хвостовик; 10, 14, 15 — гайки; 11 — клапан включения делителя; 12 — регулировочный болт; 13 — педаль сцепления; I — к крану блокировки межосевого дифференциала

— вращая хвостовик 9, совместить ось конического пальца с отверстием рычага 5, затянуть гайку 10 (момент затяжки 40—50 Н · м);

— удерживая ключом хвостовик 9 от разворота, затянуть гайку 15 (момент 98—147 Н · м);

— удалить технологический стержень;

— ослабить гайки 14;

— изменением длины тяги 7 обеспечить положение рычага 1 и тяги 3 в вертикальной плоскости. Отклонение рычага 1 и тяги 3 от вертикали должно быть не более 2 мм;

— затянуть гайки 14 (момент 40—50 Н · м).

Регулировку положения регулировочного болта 12 (рис. 5) на педали сцепления производите при необходимости для коробок передач моделей 152 (с двигателем 740.31-240), 154, ZF-16S151).

Для этого следует:

— ввернуть болт 12, отвернув предварительно его контргайку;

— нажать до упора в ограничитель на педаль сцепления;

— вывернуть болт 12 до соприкосновения его сферической части с плоскостью головки штока клапана 11 включения делителя;

— дополнительно вывернуть болт 12 ориентировочно на 4—4,5 оборота, обеспечив утапливание головки на 5—6 мм при нажатой до упора педали сцепления;

— завернуть контргайку болта 12.

ПРОВЕРКА УРОВНЯ МАСЛА

Уровень масла в картерах коробок передач моделей 152, 154 проверяется указателем, вмонтированным в пробку 2 (рис. 6) маслозаливной горловины. Нормальный уровень должен доходить до верхней метки на указателе. При проверке уровня пробка не вворачивается, а только вставляется в отверстие до упора в резьбу.

Для коробок передач моделей ZF-9S109 и ZF-16S151 уровень масла должен доходить до нижней кромки заливных (контрольных) отверстий, расположенных симметрично по обе стороны коробки передач.

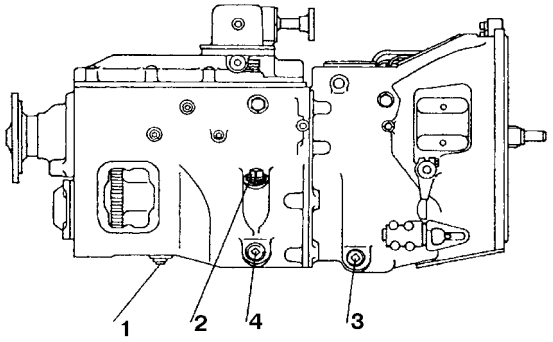


Рис. 6. Пробки слива масла в картерах коробок передач моделей 152, 154:

1—4 — пробки

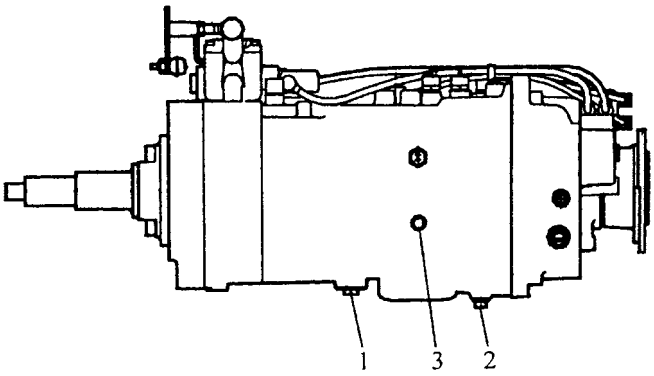


Рис. 7. Пробки слива масла в картере коробки мод. ZF-9S109:

1—3 — пробки

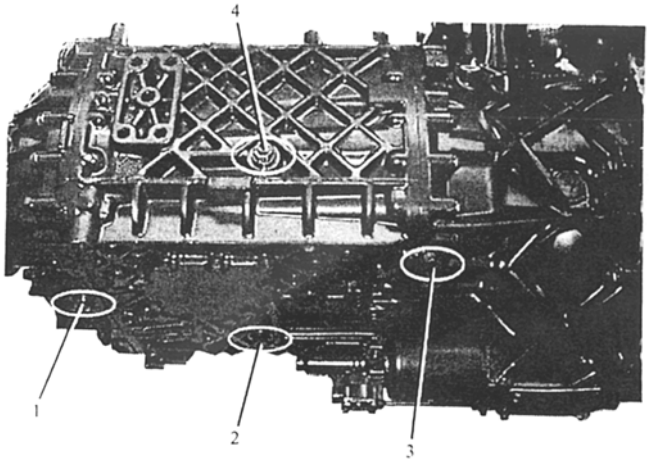


Рис. 8. Пробки слива масла в картере коробки мод. ZF-16S151:

1—4 — пробки

ЗАМЕНА МАСЛА

Сливать масло из картера надо, когда оно еще теплое от нагрева при работе: для коробок **моделей 152, 154** — вывернув пробки 1, 3, 4 (рис. 6); для **мод. ZF- 9S109** — вывернув пробки одного из заливных отверстий 3 (рис. 7) и пробки 1 и 2 сливных отверстий; для **мод. ZF-16S151** — вывернув пробки 4 (рис. 8) одного из заливных отверстий и пробки 1, 2 и 3 сливных отверстий.

Магнитные пробки нужно очистить от грязи и после слива отработанного масла установить на место.

ВОЗМОЖНЫЕ НЕИСПРАВНОСТИ КОРОБКИ ПЕРЕДАЧ, ПРИЧИНЫ И СПОСОБЫ ИХ УСТРАНЕНИЯ

Неисправность	Возможная причина	Способ устраниения
Затруднено включение передач в коробке передач	Неполное выключение сцепления (сцепление "ведет")	Отрегулировать привод сцепления
Самовыключение передач в делителе	Нарушена регулировка хода рычага делителя	Отрегулировать ход рычага
Не включаются передачи коробки передач или происходит самовыключение передач при движении автомобиля	Нарушена регулировка дистанционного привода или ослабло крепление рычагов тяг привода	Отрегулировать привод или подтяните детали крепления рычагов
Не включаются передачи в делителе	Нарушена регулировка установочного размера упора клапана включения делителя передач (для коробки передач мод. **152 с двигателем 740.13-260**)	Отрегулировать положение упора клапана включения делителя передач (А = 20,5 ± 0,5 мм)
	Нарушено положение регулировочного болта на педали сцепления (для коробок передач моделей **152 с двигателем 740.31-260; 154, ZF-16S151**)	Отрегулировать положение регулировочного болта

Автобус для выездных совещаний

В. А. Чугунов,
М. В. Попов,
Р. Г. Данилов,
инженеры
АМО ЗИЛ

Эффективность действий при ликвидации последствий крупных аварий, природных катастроф и других чрезвычайных ситуаций зависит от грамотной и своевременной организации спасательных и ремонтно-восстановительных работ. Координация действий различных силовых структур и ремонтно-спасательных подразделений невозможна без точной оценки происшествия, которая может быть установлена только непосредственно в зоне поражения. Мобильный штаб по ликвидации последствий должен не только своевременно прибыть в зону аварии, но и обеспечить руководство современными средствами связи и создать комфортные условия для проведения выездных совещаний.

Первый автобус для проведения выездных совещаний на АМО ЗИЛ был изготовлен в 2001 г. по заказу объединения "МосГаз". В дальнейшем были изготовлены автобусы по заказам МГУП "Мосводоканал" (2004 г.) и Департамента строительства г. Москвы (2007 г.).

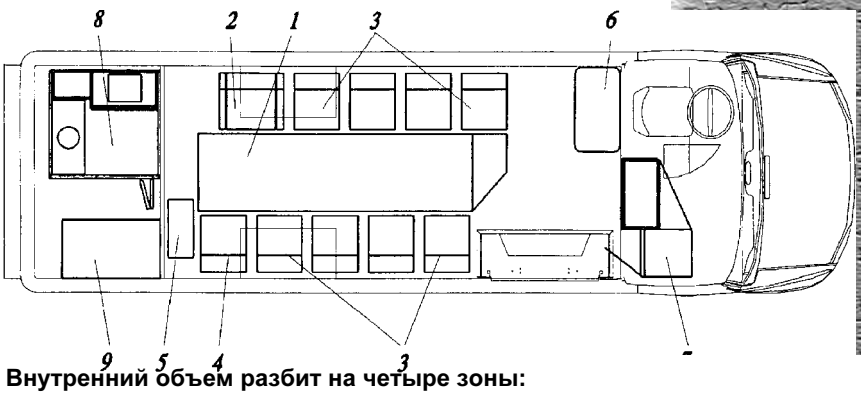
За базу был взят серийный автобус ЗИЛ-3250А0, который является наиболее подходящим транспортным средством для оперативного штаба при ликвидации аварий в условиях мегаполиса. Высокая скорость движения, хорошая маневренность и небольшие габаритные размеры позволяют автобусу своевременно прибыть к месту аварии, минуя городские пробки и узкие дворовые проезды. Достаточный внутренний объем автобуса дает возможность разместить в нем самое необходимое для организации работ и оперативного руководства в условиях чрезвычайных ситуаций в течение нескольких дней. Условно внутренний объем автобуса разбит на четыре функциональные зоны.

Первая зона — *рабочее место водителя*, отделенное мягкой перегородкой за спинкой сиденья и расположенным справа бытовым блоком (зона номер два), представляющим собой комбинированный шкаф с полками, дверками и опускными жалюзи. В шкафу размещаются микроволновая печь, электрический чайник, холодильник, принтер, сканер, запасы питьевой воды, хозяйственные принадлежности.

За перегородкой водителя, от бытового блока до перегородки в задней части автобуса разместился *зал для совещаний* (зона номер три). В нем вдоль оси автобуса установлен стол, по бортам оборудованы откидные сиденья на десять персон, включая место руководителя и компьютеризированное рабочее место секретаря.

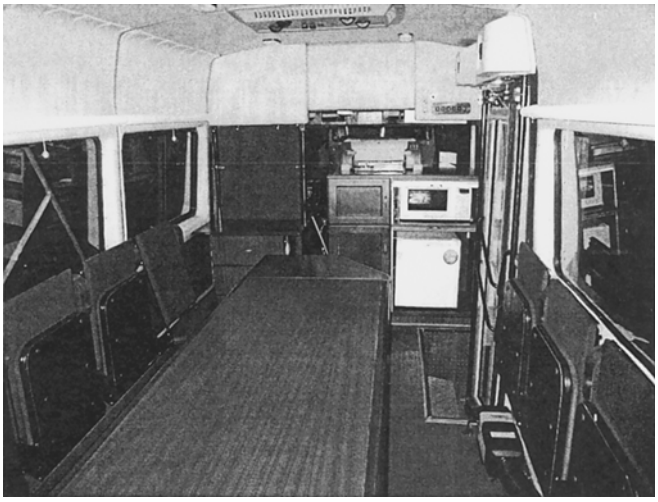
Эффективная автономная система отопления салона, включающая независимый воздушный отопитель "Webasto Air Top 5000" и жидкостной отопитель-подогреватель "Webasto Thermo Top C" с дополни-

Автобус для выездных совещаний. За базу взят автобус ЗИЛ-3250АО



Внутренний объем разбит на четыре зоны:

1 — стол для совещаний; 2 — сиденье руководителя; 3 — откидные сиденья; 4 — сиденье секретаря; 5 — полка для принадлежностей; 6 — стол-тумба; 7 — бытовой блок; 8 – туалетная кабина; 9 — электростанция



Зал для совещаний

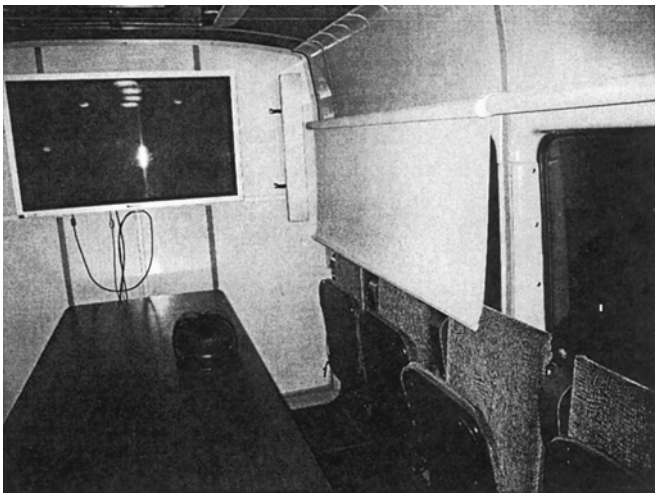
тельным жидкостным отопителем, обеспечивает отопление салона, туалетной кабины и рабочего места водителя как при движении, так и на стоянке при неработающем двигателе. Для проведения совещаний в теплое время года в автобусе предусмотрен накрышный кондиционер с автономной системой электроснабжения (380 В) от электростанции. Салон оснащен вытяжным вентилятором, розетками для подзарядки мобильных телефонов. На окнах салона установлены вертикально опускающиеся шторки. Планировка салона с использованием складных сидений и стола для совещаний с откидной крышкой обеспечивает свободный проход и комфортные условия для работы. Для хранения расходных материалов, документов и канцелярских принадлежностей предусмотрена тумбочка с выдвижными ящиками, расположенная за сиденьем водителя. Ноутбук при передвижении автобуса укладывается в специальный портфель и тоже размещается в тумбочке.

На задней перегородке установлена жидкокристаллическая плазменная панель, обеспечивающая высокую информативность участникам совещания.

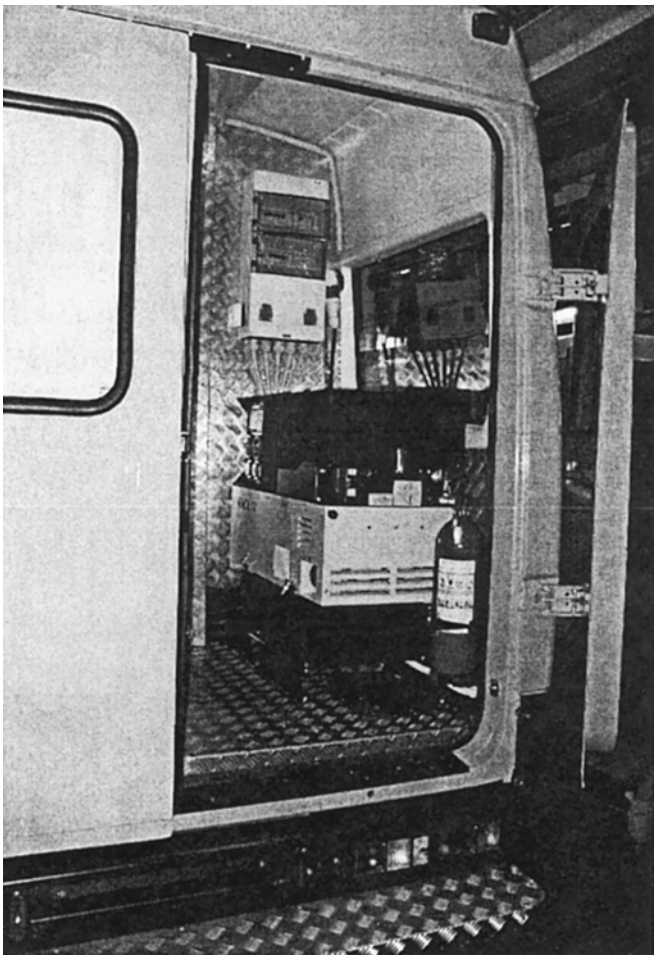
В задней части автобуса, за перегородкой зала для совещаний, размещен *технический отсек* (зона номер четыре), в котором размещаются туалетная кабина и автономная электростанция. В туалетной кабине, оборудованной вытяжным вентилятором и отапливаемой воздухом от воздушного отопителя (размещаемого в салоне), установлены биотуалет и умывальник.

Автономная трехфазная электростанция BSKA 13EV напряжением 380 В, мощностью 13 кВт, оснащенная двухцилиндровым бензиновым двигателем Briggs & Stratton мощностью 22 л. с., обеспечивает работу всех дополнительных электрических приборов, а также питание бортовой сети автобуса.

Электростанция выполнена в шумоизолированном капоте. Степень защиты электростанции соответствует IP54. Электростанция оснащена устройством защитного отключения (УЗО) и прибором кон-



В задней перегородке установлена жидкокристаллическая плазменная панель



Автономная трехфазная электростанция, выполненная в шумоизолированном капоте

троля изоляции. В комплект электростанции входят четыре стержневых заземлителя по ГОСТ 16556—81, которые перед пуском электростанции устанавливаются по периметру автобуса.

В рабочем положении все электрические приборы автобуса работают от автономной электростанции. Электричество от электростанции через бокс защиты по индивидуальным цепям подается на кондиционер, компьютер, плазменную панель, холодильник, микроволновую печь, чайник. Бокс защиты автобуса оснащен отдельными автоматическими выключателями для каждого электрического прибора. При превышении силы тока утечки предельных значении УЗО отключает электроснабжение потребителей и включаются световая и звуковая сигнализации на боксе защиты и распределительном боксе, находящемся на месте водителя. Специальное исполнение электростанции, имеющей закрытый корпус, оклеенный шумоизолирующим материалом, обеспечивает низкий уровень шума в салоне автобуса. Для охлаждения электростанции в теплое время года предусмотрена система принудительной вытяжной вентиляции, осуществляющая обдув корпуса электростанции заборным воздухом. Охлаждение электростанции производится организованным потоком воздуха с помощью встроенных в ее корпус вентиляторов, крышного вентилятора Systemair TLP 315/6,0 и воздуховодов, отбирающих горячий воздух от выпускных коллекторов электростанции. Внутри корпуса электростанции направленное движение воздуха обеспечивается тремя встроенными в нее вентиляторами. Крышный вентилятор включается автоматически, термостатом, установленным в техническом отсеке.

Пуск электростанции производится стартером, работающим от дополнительной аккумуляторной батареи или включаемым в ручную, с помощью пускового шнура. Вход в технический отсек осуществляется через заднюю дверь автобуса.

По желанию заказчика на крыше автобуса может быть установлено световое табло, несущее информацию об оперативной службе, размещаемой в нем; а также он может быть оснащен сигнальной светоакустической установкой с громкоговорителем. Цвет автобуса может соответствовать ГОСТ Р 50574—2002 для оперативных служб или быть иным по желанию заказчика.

Техническая характеристика автобуса

Число мест для проведения совещания	10, включая место руководителя и секретаря
Базовый автобус	ЗИЛ-3250АО
Колесная база, мм	4505
Двигатель, модель	ММЗ Д-245.9Е2 (Евро-2)
Мощность, кВт (л. с.)	100 (136)
Электростанция, модель	BSKA 13EV мощностью 13 кВт
Плазменная панель с акустикой, модель	Panasonic TH-42PH9WS
Компьютер, модель	Ноутбук Toshiba Sattelit A 100-81 1 с картой мобильной связи и модемом
Сканер, модель	Epson Perfection 3490 Photo
Принтер, тип, модель	Цветной струйный фотопринтер Hewlett-Packard HP DeskJet 1280
Независимый отопитель, тип, модель	Воздушный отопитель Webasto Air Top 5000D и жидкостной отопитель-подогреватель Webasto Thermo Top C
Кондиционер, тип, модель	Webasto CC8-6M 24-380
Крышной вентилятор, модель	Systemair TLP 31 5/6,0
Вытяжной вентилятор, модель	Siroco A 3003 Sensy — 2 шт.
Холодильник, модель	Whirpool ARG0910
Микроволновая печь, модель	LG MS-2LG
Электрочайник, модель	Tefal
Биотуалет, модель	Thetford Cassette C3
Масса снаряженного автобуса, кг	5060
Распределение снаряженной массы по осям, кг:	
передняя	1950
задняя	3110
Радиус поворота, м	8,0
Максимальная скорость, км/ч	95
Длина, мм	7885
Ширина, мм	2250
Высота (по световому табло), мм	3400

А. А. Рыбаков,
инж

Унифицированный автомобильный энергомодуль на основе однотактного свободнопоршневого двигателя с внешней камерой сгорания и линейного электрогенератора

Описаны схема комбинированной силовой установки и принципы ее работы. Предложен вариант унифицированного электромодуля. Рассмотрены принципы его действия и преимущества по сравнению с агрегатом питания на основе ДВС с кривошипно-шатунным механизмом и электрогенератора с вращающимся ротором.

Силовая установка автомобиля с традиционным ДВС и механической трансмиссией имеет максимальный КПД при установившемся режиме движения. При разгоне значительная доля энергии затрачивается на преодоление инерционности подвижных деталей силовой установки, КПД снижается, а при выбеге накопленная кинетическая энергия рассеивается. Как и на режиме холостого хода, общий КПД силовой установки равен нулю.

Автомобили с комбинированной силовой установкой пользуются повышенным спросом в силу высокой экономичности и, главное, предельно высокой экологичности — практически нулевым выбросом токсичных веществ.

Из существующих сегодня схем комбинированных силовых установок наиболее перспективна схема, используемая на электромобиле с собственной зарядной станцией. Электростанция, ДВС, сблокированный с генератором, предварительно заряжают аккумуляторную батарею. При ускоренном старте автоматически пускается электростанция и ее энергия совместно с энергией аккумуляторной батареи подается на электродвигатели привода колес. Отсюда высокие динамические показатели автомобиля. При движении на промежуточных скоростях, не достигающих максимальной, движение осуществляется за счет энергии аккумуляторной батареи. Для подзарядки аккумуляторной батареи периодически запускается электростанция. Во время зарядки режим работы ДВС оптимальный — минимальный КПД, максимальная экологичность, коэффициент нагрузки ДВС равен единице. И только при максимальной нагрузке, когда аккумуляторная батарея уже разряжена, ДВС работает непрерывно. Во время торможения электродвигатели привода колес, действуя в режиме генератора, направляют рекуперированную ими энергию торможения в аккумуляторную батарею, способствуя экономичности силовой установки. Недостаток такой схемы: энергия на периодические пуски ДВС теряется безвозвратно, на максимальной скорости аккумуляторная батарея не используется и удельная мощность такой силовой установки уступает установке с механической трансмиссией.

Предположим, что имеется компактный, относительно малой массы, т. е. с высокой удельной мощностью энергомодуль, номинальная мощность которого составляет несколько киловатт и который работает на всех сортах моторных топлив, жидких и газообразных. Если ДВС комбинированной силовой установки заменить группой унифицированных электромодулей, а емкость аккумуляторной батареи уменьшить настолько, чтобы принималась только энергия торможения, получится силовая установка со свойственными только ей характеристиками. Время выхода энергомодуля на максимальный режим мощности и затрачиваемая на это энергия пренебрежимо малы. При ускорении автомобиля группа энергомодулей включается одновременно и их энергия совместно с энергией аккумуляторной батареи подается на приводы колес, приемистость максимальна. На этом аналогия с рассмотренной выше комбинированной силовой установкой заканчивается. После того как будет установлена выбранная скорость движения, часть энергомодулей выключается, а работают только те, энергия которых обеспечивает эту скорость. Для обеспечения максимальной скорости снова включается вся группа энергомодулей. Поскольку масса акку-

муляторной батареи уменьшена, удельная мощность увеличивается. Холостого хода энергомодули не имеют. КПД во всем диапазоне нагрузок постоянен и максимален, расход топлива прямо пропорционален нагрузке, чем и обеспечивается высокая экономичность силовой установки. Энергомодули действуют одновременно не всегда, поэтому износ каждого из них индивидуален. Замена выработавших ресурс энергомодулей обеспечивает неограниченность ресурса силовой установки в целом.

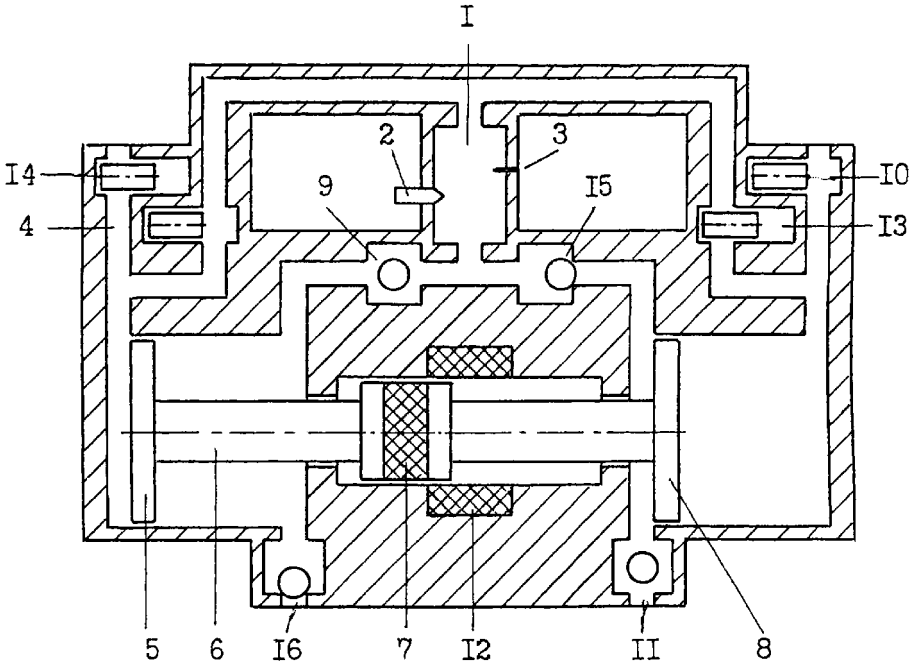
В случае выхода из строя одного или нескольких энергомодулей пропорционально ухудшаются динамические характеристики автомобиля. Даже если будут неисправны или повреждены в результате внешних воздействий все энергомодули, за исключением одного, автомобиль не утрачивает способности к движению. Если для непрерывного движения энергетические возможности оставшегося работоспособным одного энергомодуля оказываются недостаточными, энергомодуль заряжает аккумуляторную батарею и затем их энергия направляется на привод колес, после чего цикл повторяется. Замена дефектного энергомодуля не сложнее замены колеса.

Представленные на рынке энергомодули, предназначаемые для автономного энергообеспечения, по многих параметрам — низкая экономичность и экологичность, монотопливность (иногда с добавлением масла), недостаточный ресурс и т. д. — не могут претендовать на роль энергомодуля электромобиля. Тем более, что заявляемая, а не реальная удельная мощность лучших из них едва достигает 0,1 кВт. Предлагаемый вариант унифицированного энергомодуля будет отличаться удельной мощностью более чем на порядок.

Энергомодули могут использоваться и как резервный или самостоятельный источник энергии. Автомобиль с электромодулем может служить источником энергии для различных потребителей. Важную роль энергомодули будут иметь при решении задач по оказанию срочной помощи в энергообеспечении в условиях природных и техногенных аварий. В очень короткие сроки и без особых проблем энергомодули будут доставляться любым транспортом в любые географические точки и там путем объединения их в группы комплектоваться миниэлектростанции значительных мощностей, способные питать не только отдельные объекты, но и крупные поселки.

Принцип действия унифицированного энергомодуля в составе однотактного свободнопоршневого двигателя с внешней камерой сгорания и линейного электрогенератора

При пуске энергомодуля в камеру сгорания 1 (см. рисунок) форсункой 2 подается топ-



Унифицированный энергомодуль в составе однотактного свободнопоршневого двигателя с вынесенной камерой сгорания и линейного электрогенератора:

1 — камера сгорания; 2 — форсунка; 3 — свеча зажигания; 4, 9, 10, 11, 13, 16 — газораспределительные клапаны; 5, 8 — поршни; 6 — шток; 7 — якорь; 12 — статорная катушка

ливо и воспламеняется свечой зажигания 3. Продукты сгорания через открытый клапан 4 поступают в левую полость поршня 5, и под их воздействием поршень 5 и соединенные с ним штоком 6 якорь 7 и поршень 8 начинают движение слева направо. Площадь левой торцевой поверхности поршня 5 больше площади его противоположной поверхности на величину площади поперечного сечения штока 6. Следовательно, давление воздуха в правой полости поршня 5 больше давления продуктов сгорания в его левой полости. Поэтому воздух из правой полости поршня 5 открывает клапан 9 и поступает в камеру сгорания 1, обеспечивая тем самым кислородом процесс горения топлива. Одновременно воздух из правой полости поршня 8 через открытый клапан 10 выбрасывается в окружающую среду (при последующих рабочих циклах — отработавшие газы), атмосферный воздух через открытый клапан 11 поступает в левую полость поршня. Магнитный поток движущегося якоря 7 пересекает витки статорной катушки 12, в результате в ней генерируется импульс электроэнергии. По достижению поршнями крайнего правого положения система управления (на рисунке не показана) переводит клапаны 4, 10, 13, 14 в противоположное положение. Продукты сгорания из камеры сгорания 1 через открывшийся клапан 13 поступают в правую полость поршня 8. Поршни 5 и 8, якорь 7 начинают движение справа налево. Воздух из левой полости поршня 8 закрывает клапан 11 и через открывшийся клапан 15 поступает в камеру сгорания 1. Клапан 9 закрывается, атмосферный воздух через открывшийся клапан 16 засасывается в правую полость поршня 5, а отработавшие газы через открывшийся клапан 14 выбрасываются наружу. Магнитный поток якоря 7 пересекает витки статорной катушки 12, и в не генерируется импульс электроэнергии противоположного знака. В дальнейшем система управления, переводя клапаны 4, 10, 13, 14 из одного положения в противоположное, обеспечивает постоянную подачу воздуха в камеру сгорания. Якорь совершает колебательные движения, в статорной катушке генерируется переменное напряжение, направляемое потребителю. Пульсации давления подаваемого в камеру сгорания воздуха сглаживаются воздушным ресивером (на рисунке не показан). Возникающая в результате реакции движения поршней вибрация компенсируется применением двух энергомодулей, ориентированных так, что оси симметрии поршней и якоря располагаются на одной прямой, а их движение тем или иным способом организуется в противофазе.

Преимущества унифицированного энергомодуля по сравнению с агрегатом питания на основе ДВС с кривошипно-шатунным механизмом и электрогенератора с вращающимся ротором

Удельная мощность, экономичность, экологичность.

В отличие от ДВС с кривошипно-шатунным механизмом в расширительной машине энергомодуля отсутствуют такие детали, как поршневые пальцы, шатуны, коленчатый вал, маховик и их подшипники, картер. В линейном электрогенераторе отсутствуют ось якоря, подшипники якоря и опоры подшипников. Функции оси якоря выполняет соединяющий поршни шток, а роль подшипников — те же поршни. Это означает, что при одной и той же мощности масса энергомодуля меньше на суммарную массу перечисленных выше деталей электрогенератора на основе ДВС. Это существенно влияет на удельную мощность.

В четырехтактном ДВС поршень выполняет функции насоса и рабочего поршня. На один рабочий цикл приходится четыре такта, четыре хода поршня. В свободнопоршневой расширительной машине с внешней камерой сгорания рабочий цикл совершается за один ход поршней. При одной и той же средней скорости поршней и частоте движения поршней выигрыш в рабочей частоте четырехкратный, т. е. свободнопоршневая машина с внешней камерой сгорания представляет собой новый однотактный двигатель. Известно, что удельная мощность машины дискретного действия прямо пропорциональна частоте рабочих циклов, которая зависит от нескольких факторов, в том числе от массы подвижных деталей. А их массу можно уменьшить, понизив мощность двигателя, например до нескольких киловатт.

Закономерность изменения удельной мощности от частоты рабочих циклов относится и к электрическим машинам. За один рабочий цикл расширительной машины энергомодуля генерируется один импульс электроэнергии. Если этот импульс путем размыкания цепи статорной катушки или катушки якоря разделить на два или несколько отдельных импульсов, то генерируемая частота будет равна произведению частоты рабочих циклов машины на число разделенных импульсов. При этом возрастает удельная мощность генератора, а следовательно, и удельная мощность энергомодуля в целом.

Необходимо отметить, что существует необоснованное предубеждение в отношении линейных генераторов, якобы их удельная мощность кратно ниже генераторов с вращающимся ротором. С точки зрения закона сохранения энергии вращательное и возвратно колебательное движение материального тела — крайние вырождения одного движения в другое. Частота рабочих циклов определяется средней скоростью поршня, которая, кроме прочего, зависит от скорости поступления продуктов сгорания в цилиндр, а она, в свою очередь, — от эффективной пропускной способности клапана, от параметра время-сечение. Чем больше площадь клапана, тем выше его пропускная способность. Разрабатывается клапан с приводом непосредственно энергией рабочего тела машины. Площадь его сечения может достигать площади поперечного сечения цилиндра машины, а отсутствие механического привода значительно снижает удельную массу клапана и потери энергии на его привод, которые в традиционном ДВС составляют 4 %.

КПД, экологичность. В настоящее время камеры сгорания из жаропрочных материалов выдерживают температуру сгорания топлива при стехиометрическом соотношении топливо—окислитель. Процесс сгорания топлива во внешней камере сгорания кардинально отличается от такого в ДВС и во многом схож с процессом сгорания в газотурбинном двигателе. При постоянной нагрузке, что характерно для рассматриваемого варианта энергомодуля, процесс близок к изобатному и протекает практически при постоянном давлении, чем обеспечивается формирование в камере сгорания характерных стационарных реакционных зон — подачи топлива, смесеобразования, воспламенения смеси, сгорания водорода и сгорания углерода. В результате стехиометрического сгорания топлива до конечных продуктов окисления не остается кислорода для образования оксидов азота. Далее, известно, что высокотемпературное охлаждение, охлаждение воздухом, существенно повышает КПД машины. Атмосферный воздух после компрессора перед тем как поступить в камеру сгорания отбирает от их стенок теплоту и снова направляет ее в камеру сгорания. Потери на охлаждение сводятся к минимуму. Причем это не столько охлаждение, сколько рекуперация неиспользованной в начальной фазе рабочего процесса тепловой энергии продуктов сгорания.

Есть еще один фактор в пользу использования свободнопоршневой машины: в классическом ДВС вследствие воздействия шатуна на поршень присутствует сила бокового давления поршня на цилиндр, ее максимальное значение наблюдается в середине пути поршня между крайними точками движения. В результате трения поршня о стенку цилиндра поглощается определенная доля индикаторной мощности двигателя, вызывается усиленный износ трущейся пары, снижается экологичность. В свободнопоршневой машине силы бокового давления поршня на цилиндр не возникают, а следовательно, нет и связанных с ними потерь. Колебания давления продуктов сгорания на всем протяжении рабочего цикла не вызывают ударных нагрузок, поэтому перспектива создания адиабатного двигателя вполне реальна.

Что дает адиабатизация двигателя? Для сравнения приведем усредненный тепловой баланс трех типов ДВС: дизеля, дизеля с турбонаддувом и адиабатизированного двигателя. Доля теплоты, преобразуемой в механическую энергию, соответственно составляет 36, 41, 48 %, доля теплоты, отводимой системой охлаждения, — 28, 30, 17 %, уносимой отработавшими газами, 36, 29, 35 %. Сравнительные испытания с аналогом без керамических деталей, обеспечивающих адиабатизацию рабочего процесса, показали, что у адиабатизированного двигателя при всех прочих равных условиях мощность на 30 % больше, а расход топлива на 7 % меньше.

По расчетам американских специалистов внедрение адиабатизированных двигателей только на транспорте даст экономию около 10 млрд долл. в год.

А что мешает их внедрению? Детали из керамики очень дороги. Отсутствие ударных воздействий газов в камере сгорания энергомодуля позволяет ослабить требование по ударостойкости, а значит уменьшить стоимость деталей. Массовое производство также позволит снизить стоимость продукции.

Адиабатизация энергомодуля даст возможность избавиться от смазочной системы и системы охлаждения.

Многотопливность. Процесс горения топлива во внешней камере сгорания имеет много общего с горением топлива в топке паровой машины. Отличие состоит в том, что тепловая энергия передается рабочему телу — продуктам сгорания без посредничества воды—пара. Поэтому камеру сгорания можно считать топкой, в которой может гореть любое жидкое или газообразное топливо. В расширительной машине нет условий для возникновения гидравлического удара в результате конденсации пара, нет условий и для детонации топлива. Возможен и такой вариант — твердое топливо через теплообменник передает теплоту воздуху в полости теплообменника. Ну а далее — процесс преобразования теплоты аналогичен изложенному выше.

В принципе, мощность энергомодуля может значительно превышать ту, о которой шла речь. Но при этом следует иметь в виду, что увеличение массы подвижных деталей приводит к снижению рабочей частоты и, следовательно, уменьшению удельной мощности.

В. А. Марков,
д-р техн. наук,
проф.,
В. И. Шатров,
канд. техн. наук,
Е. Е. Полухин
асп.;
МГТУ им. Н. Э.
Баумана

Исследование системы управления углом опережения впрыска топлива транспортного дизеля

Рассматривается система автоматического управления углом опережения впрыска топлива (УОВТ). Установлено, что управление УОВТ по частоте вращения позволяет повысить экономические и экологические показатели дизелей при некотором улучшении их динамических качеств.

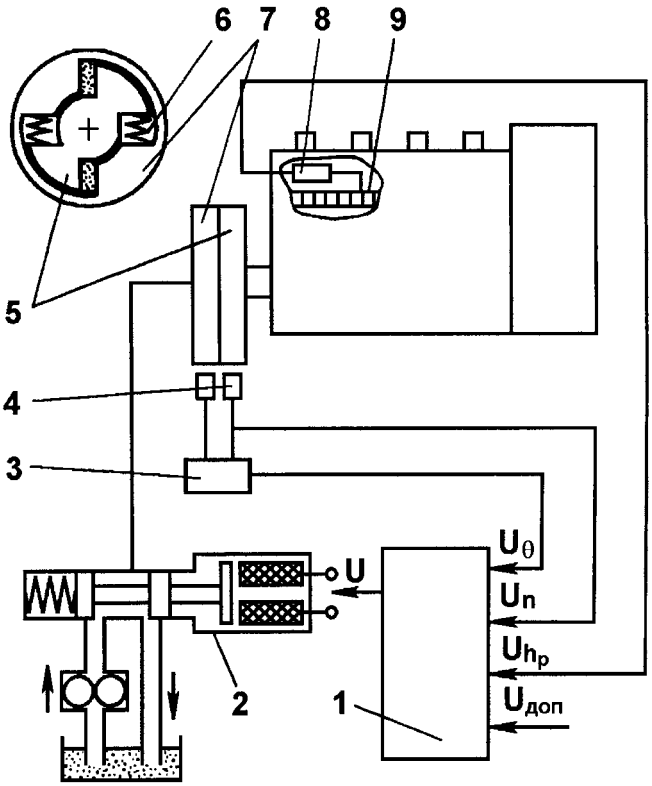


Рис. 1. Схема системы топливоподачи с электронно-управляемой муфтой опережения впрыска топлива фирмы Daimler-Benz ($U_в$, U_u, U_{h_p} $U_{доп}$ — напряжение, пропорциональное сигналам от датчиков соответственно УОВТ, частоты вращения, нагрузки, положения рейки и дополнительных параметров)

Достижение современных показателей транспортных дизелей по топливной экономичности, токсичности их отработавших газов, динамическим характеристикам невозможно без дальнейшего совершенствования их систем топливоподачи. Одним из наиболее эффективных путей улучшения названных показателей является управление углом опережения впрыска топлива (УОВТ) [1—4]. Управление УОВТ по оптимизированным характеристикам, приведенным в работах [5—7] и в диссертационных работах [8, 9], позволяет обеспечить снижение эмиссии наиболее значимых токсичных компонентов отработавших газов дизелей — оксидов азота NO_x и сажи при практически неизменном расходе топлива. Вместе с тем недостаточно исследованным является вопрос влияния закона изменения УОВТ на устойчивость и динамические качества дизеля. Этой проблеме посвящены работы [10—13], однако в них проводится анализ динамических свойств дизеля с системой управления УОВТ, и практически неизученной является проблема синтеза подобных систем. Ниже исследуется система автоматического управления (САУ) углом опережения впрыска топлива.

Разработаны конструкции различных устройств управления УОВТ, обеспечивающих управление УОВТ по частоте вращения и нагрузке и его корректирование при изменении атмосферных условий и вида применяемого топлива. Их можно разделить на три группы:

1 — устройства, являющиеся приставкой к топливному насосу высокого (ТНВД) — муфты опережения впрыска топлива;

2 — встроенные в ТНВД устройства, являющиеся его неотъемлемой частью;

3 — электронно-управляемые форсунки и насос-форсунки с управлением началом и окончанием подачи топлива [1—3].

Устройства первых двух групп могут быть использованы как в рядных, так и в распределительных ТНВД. В устройствах второй группы управление УОВТ осуществляется деталью или группой деталей, размещенных внутри ТНВД. В рядных ТНВД управление УОВТ достигается поворотом втулки или кромки плунжера, а также смеще-

нием толкателя. В распределительных ТНВД это обеспечивается при помощи смещения дозирующей втулки, кулачковой шайбы, винтовой пары и др. В отличие от устройств последних двух групп муфты опережения являются автономными по отношению к ТНВД и имеют ручной или автоматический привод.

Все автоматические приводы делятся на несколько групп: механические, гидравлические, пневматические, электромагнитные (электронно-управляемые) и др. Такие же приводы могут быть использованы и в устройствах второй группы.

Характерной муфтой опережения впрыска является муфта, разработанная фирмой Daimler-Benz (Германия). Схема этой муфты представлена на рис. 1 [1—3]. В этой системе топливоподачи электронный блок 1 вырабатывает управляющий сигнал U, характеризующий рассогласование между действительным и требуемым значениями УОВТ. При этом действительный УОВТ определяется в электронном блоке 1 по сигналу от датчика 3 УОВТ, а требуемый УОВТ — с использованием заложенных в запоминающем устройстве электронного блока базовых характеристик управления УОВТ на основании сигналов от датчиков частоты вращения 4 и нагрузки 8 (положения рейки 9 ТНВД). При наличии рассогласования сигнал U от электронного блока 1 подается на обмотку электрогидравлического клапана 2, изменяющего давление масла, подводимого к полумуфтам 5 и 7 из смазочной системы дизеля. Взаимное угловое перемещение ведущей и ведомой полумуфт происходит под действием разности сил пружин 6 и давления масла, регулируемого электрогидравлическим клапаном 2.

Недостатком электронно-управляемых муфт опережения впрыска являются большие требуемые перестановочные усилия таких муфт, что приводит к повышенным затратам энергии на процесс управления и к снижению точности управления УОВТ. Кроме того, большие массы перемещающихся деталей и большие силы трения в парах трения не позволяют обеспечить высокое быстродействие при изменении УОВТ, что также является существенным недостатком электронно-управляемых муфт.

Этого недостатка лишены устройства управления топливоподачей, встроенные в ТНВД и позволяющие изменять начало и окончание подачи топлива. При этом наиболее просто управление УОВТ осуществляется в распределительных ТНВД. Например, в распределительном ТНВД типа EP/VE фирмы R. Bosch управление УОВТ достигается за счет поворота кулачковой шайбы насоса с помощью штока, управляемого от электронного блока микропроцессорной САУ [1].

Разработаны устройства управления УОВТ и для многоплунжерных ТНВД. Примером такого насоса с устройством управления УОВТ является ТНВД фирмы Diesel Kiki (Япония), конструктивная схема которого представлена на рис. 2 [1—3]. Управление УОВТ осуществляется в этом ТНВД с помощью подвижной втулки 1, установленной на плунжере 2 и перемещаемой вдоль него в вертикальном направлении. Это перемещение втулки осуществляется с помощью поворотного штока 3, управляемого поворотным электромагнитом. Управление циклом подачи топлива (ЦПТ) обеспечивается реечным механизмом с рейкой 4, изменяющим окончание подачи топлива.

Фирма R. Bosch разработала две модификации опытного рядного ТНВД, выполненных по такой же конструктивной схеме. Топливный насос типа RP 39 имеет диаметр плунжера 12 мм и полный ход плунжера 18 мм. Топливный насос типа RP 43 при том же диаметре плунжера выполнен с ходом плунжера $h_{пл}$ = 14 мм. В этих двух модификациях ТНВД полное перемещение подвижной втулки вдоль

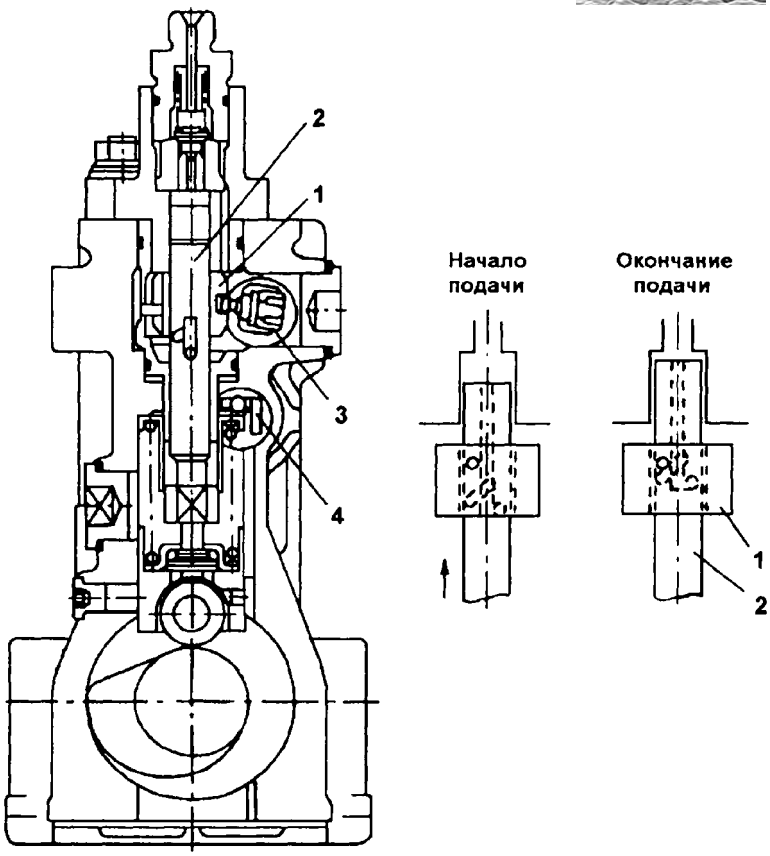


Рис. 2. Конструктивная схема топливного насоса с устройством управления УОВТ фирмы Diesel Kiki

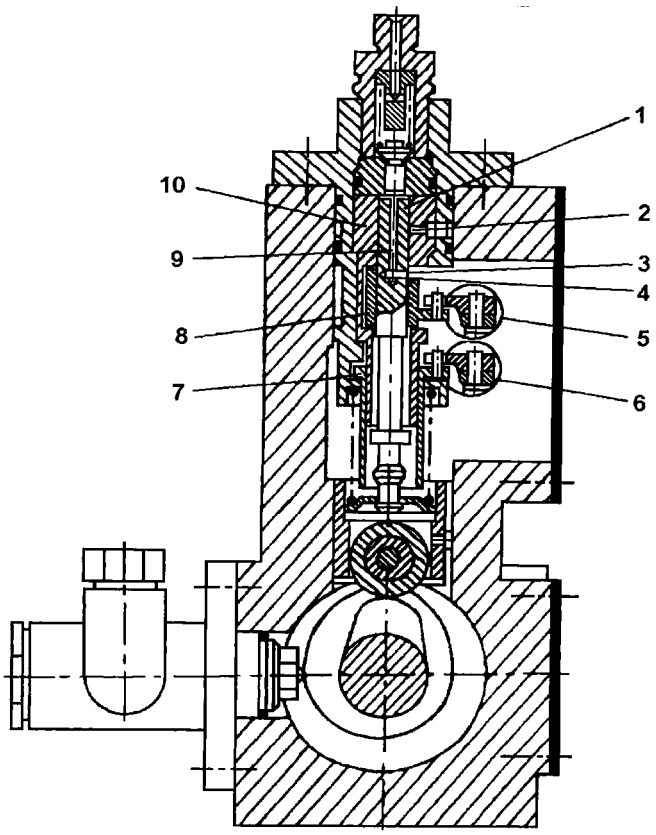


Рис. 3. Конструктивная схема топливного насоса с устройствами управления началом и окончанием подачи топлива конструкции МГТУ им. Н. Э. Баумана

плунжера составляет 5,5 мм, что позволяет изменять УОВТ в диапазоне 12° угла поворота коленчатого вала.

В МГТУ им. Н. Э. Баумана разработан ТНВД, в котором управление УОВТ осуществляется при помощи фазирующей рейки 6 и фазирующей втулки 7 (рис. 3), а управление ЦПТ — дозирующей рейкой 5 и дозирующей втулкой 8 [2, 8]. Причем дозирующая и фазирующая втулки совершают только вращательное движение.

Управление УОВТ осуществляется в этом ТНВД следующим образом. При изменении положения рейки 6, например в сторону более раннего впрыска, втулка 7, размещенная на хвостовике гильзы 10 и сопрягающаяся с плунжером 9, поворачивается вместе с плунжером вокруг оси последнего. При этом рабочая кромка 1, выполненная на плунжере по винтовой образующей, поворачивается относительно наполнительного отверстия 2 гильзы 10 и начало подачи топлива происходит раньше. Одновременно отсечное отверстие 3 в плунжере, поворачивается относительно рабочей кромки 4, выполненной на дозирующей втулке 8 по винтовой образующей. В результате окончание подачи топлива также происходит раньше. Вследствие одинакового наклона рабочих кромок 1 и 4 обеспечивается постоянство активного хода плунжера и ЦПТ при изменении УОВТ.

Управление ЦПТ осуществляется в ТНВД следующим образом. При изменении положения рейки 5, например в сторону уменьшения ЦПТ, втулка 8, размещенная на плунжере 9, поворачивается вокруг оси последнего. При этом рабочая кромка 4 втулки 8 поворачивается относительно отсечного отверстия 3 плунжера 9 и окончание подачи топлива происходит раньше. В результате при неизменном УОВТ уменьшаются активный ход плунжера и ЦПТ.

Такое же управление процессом топливоподачи может быть реализовано разработанной в МГТУ им. Н. Э. Баумана системой топливоподачи с управлением УОВТ при использовании электромагнитного клапана, размещенного в наполнительном канале секции ТНВД и управляемого электронным блоком (рис. 4) [2, 8]. Система управления топливоподачей дизеля имеет насосную секцию ТНВД с устройствами изменения угла опережения впрыска и количества подаваемого топлива и электронный регулятор с каналами управления УОВТ и ЦПТ.

Насосная секция имеет корпус 17 с установленной в нем гильзой 16, в которой размещен топливоподающий плунжер 15, подпружиненный к кулачку 7 кулачкового вала 8 ТНВД пружиной 5. На верхней торцевой поверхности гильзы 16 установлены 15 нагнетательный клапан 22 с седлом 21, образующие с гильзой и плунжером 15 надплунжерную полость 20, имеющую наполнительный 23 и отсечной 19 каналы, выполненные соответственно

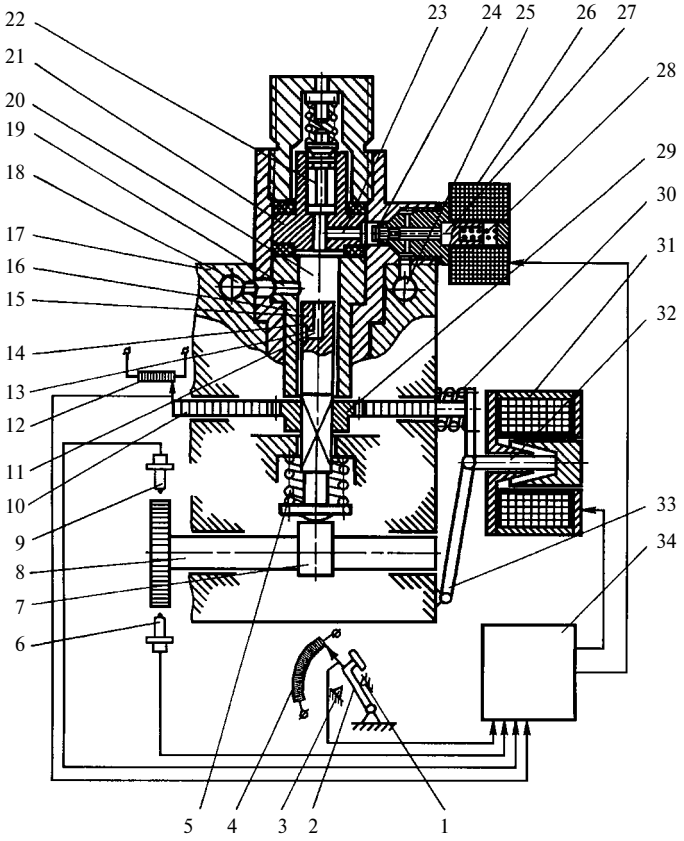


Рис. 4. Схема системы топливоподачи с устройствами управления цикловой подачей и углом опережения впрыска топлива конструкции МГТУ им. Н. Э. Баумана

в седле 21 клапана 22 и в гильзе 16. В корпусе 17 выполнены подводящая 25 и отводящая 12 топливные магистрали, сообщающиеся соответственно через наполнительный 23 и отсечной 19 каналы с надплунжерной полостью 20.

Устройство изменения угла опережения впрыскивания топлива содержит установленный в наполнительном канале 23 электромагнитный клапан 24, выполненный с возможностью перекрытия наполнительного канала 23, соединяющего надплунжерную полость 20 с подводящей магистралью 25.

Устройство изменения количества подаваемого топлива имеет размещенную на направляющей поверхности плунжера 15 дозирующую втулку 29, связанную через зубчатое соединение с установленной в корпусе 17 дозирующей рейкой 10. При этом плунжер имеет осевое сверление 11 и винтовую канавку 13, выполненную на цилиндрической поверхности плунжера и образующую на ней косую кромку 14.

Электронный регулятор включает задатчик режимов, который служит для задания вида частичных регуляторных характеристик, рычаг управления 2, датчики 4, 6, 9, 12 режимных параметров, электронный блок управления 34 и каналы управления цикловой подачей топлива и УОВТ. При этом датчик 6 частоты вращения дизеля (кулачкового вала 8 ТНВД), датчик 12 количества подаваемого топлива (положения дозирующей рейки 10), датчик 4 положения рычага управления 2, датчик 9 ВМТ соединены со входами электронного блока 34, а рычаг управления 2 выполнен с упорами 3 и 1 соответственно максимальной (номинальной) и минимальной частоты вращения.

Канал управления УОВТ имеет установленный в наполнительном канале надплунжерной полости электромагнитный клапан 24, управляемый электронным блоком. Причем один из выходов электронного блока соединен с обмоткой установленного в корпусе электромагнита 26, а сердечник 27 электромагнита, нагруженный пружиной 28, — с клапаном 24. Канал управления ЦПТ содержит установленную в корпусе дозирующую рейку 10, управляемую электронным блоком. Второй выход электронного блока соединен с обмоткой установленного электромагнита 31, а сердечник 32 электромагнита и рычаг 33 рейки ТНВД, нагруженный пружиной 30, — с дозирующей рейкой.

При нахождении плунжера 15 в нижнем положении надплунжерная полость 20 наполняется топливом из подводящей магистрали 25 корпуса через наполнительный канал 23 седла 21 нагнетательного клапана 22. Подача топлива в цилиндры дизеля осуществляется при движении плунжера 15 вверх под действием набегающего кулачка 7 кулачкового вала 8 ТНВД. Начало нагнетания соответствует моменту полного перекрытия наполнительного канала 23 электромагнитным клапаном 24. При дальнейшем движении плунжера вверх увеличивается давление топлива в надплунжерной полости, перемещается нагнетательный клапан 22 вверх, надплунжерная полость сообщается через топливопровод высокого давления с подыгольной полостью форсунки (на рис. 4 не показаны) и топливо подается в цилиндр. Окончание нагнетания (отсечка топлива) соответствует моменту начала открытия отсечного канала 19 косой кромкой 14 плунжера (ход плунжера между началом и окончанием нагнетания является его активным ходом). При этом надплунжерная полость через, осевое сверление 11 и винтовую канавку 13 плунжера и отсечной канал 19 гильзы 16 сообщается с отводящей топливной магистралью 12 корпуса.

Изменение УОВТ осуществляется при изменении момента закрытия наполнительного канала 23 электромагнитным клапаном 24 (при уменьшении УОВТ клапан перекрывает наполнительный канал позже). Причем при уменьшении УОВТ и сохранении неизменным момента окончания нагнетания сокращается активный ход плунжера. Поэтому для сохранения ЦПТ неизменной момент окончания нагнетания также необходимо сместить в сторону запаздывания путем перемещения дозирующей рейки 10 влево. Изменение количества подаваемого топлива при неизменном УОВТ обеспечивается при перемещении дозирующей рейки. Например, уменьшение цикловой подачи топлива осуществляется при смещении дозирующей вправо, повороте дозирующей втулки 29 и плунжера 15 вокруг оси последнего, смещении косой кромки плунжера относительно отсечного канала и более раннем окончании подачи топлива.

Электронный регулятор системы обеспечивает управление УОВТ в соответствии с изменениями частоты вращения коленчатого вала и нагрузки на дизель (подачи топлива). При этом в электронный блок регулятора поступают сигналы от датчика 6 частоты вращения и датчика 13 положения дозирующей рейки, характеризующие частоту вращения коленчатого вала дизеля $\omega_д$ и крутящий момент дизеля $M_д$. В соответствии с сигналами от датчиков, поступающими в электронный блок, и заложенной в его запоминающем устройстве требуемой статической характеристикой УОВТ электронный блок вырабатывает сигнал, подаваемый на обмотку электромагнита 26 и определяющий момент закрытия клапана 24, т. е.

УОВТ. Причем при обесточивании обмотки электромагнита пружина 22 смещает сердечник 27 клапаном 24 влево (в сторону открытия клапана).

Характеристики цикловой подачи формируются электронным блоком на основании сигналов, поступающих в электронный блок от датчика 6 частоты вращения дизеля, датчика 13 положения дозирующей рейки, датчика 14 положения рычага управления 2 и датчика 9 ВМТ, и статических характеристик топливоподачи, заложенных в запоминающем устройстве электронного блока. Для выбранных с помощью задатчика вида частичных регуляторных характеристик и с помощью рычагов управления статической характеристики топливоподачи и текущего скоростного режима работы дизеля, характеризуемого сигналом от датчика частоты вращения в электронном блоке определяется требуемое значение положения дозирующей рейки и затем сравнивается это значение с текущим значением, определяемым сигналом от датчика положения рейки. При наличии рассогласования между требуемым и текущим положениями рейки электронный блок вырабатывает управляющий сигнал, подаваемый на обмотку электромагнита 31. В результате происходит смещение дозирующей рейки, приводящее к ликвидации указанного рассогласования и формированию требуемых характеристик положения дозирующей рейки. Причем при обесточивании обмотки электромагнита пружина 30 смещает сердечник 32, рычаг 33 и дозирующую рейку 10 вправо (на выключение подачи топлива).

Задачей предлагаемого исследования является синтез параметров устройств управления цикловой подачей топлива и углом опережения впрыска топлива с использованием метода D-разбиения [14]. При проведении исследования использована система линейных уравнений, описывающая динамические свойства дизеля с турбонаддувом и включающая дифференциальные уравнения собственно дизеля, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов. Подобный подход позволяет более точно оценить характер влияния закономерности изменения УОВТ на устойчивость и динамические качества САУ и пригоден для сравнительных оценок. Дифференциальные уравнения получены с использованием методики, изложенной в работах (10, 11, 14), и в операторной форме записи имеют вид:

$$\left.\begin{aligned} &d_{\text{д}}(\text{p})\varphi = \eta_{\text{p}} + \theta_{\text{д}1}p + \theta_{\text{д}2}\chi - \theta_{\text{д}3}\alpha_{\text{д}};\\ &d_{\text{T}}(\text{p})\varphi_{\text{T}} = \xi + \theta_{\text{T}1}\eta_{\text{p}} + \theta_{\text{T}2}\chi - \theta_{\text{T}3}p;\\ &d_{\text{B}}(\text{p})\rho = \varphi_{\text{T}} - \theta_{\text{B}1}\varphi;\\ &d_{r}(\text{p})\xi = \varphi + \theta_{r1}p + \theta_{r2}\eta_{\text{p}} + \theta_{r3}\chi. \end{aligned}\right\}, \qquad (1)$$

где p — оператор Лапласа; относительные отклонения: φ — частоты вращения коленчатого вала двигателя; φ_{T} — частота вращения ротора турбокомпрессора; p — давления надувочного воздуха; ξ — давления газов перед турбиной; η_{p} — положения дозирующей рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД); χ — УОВТ; $\alpha_{\text{д}}$ — настройки потребителя; $\theta_{\text{д}1}$, $\theta_{\text{д}2}$, $\theta_{\text{д}3}$, $\theta_{\text{T}1}$, $\theta_{\text{B}1}$, $\theta_{\text{T}2}$, $\theta_{\text{T}3}$, θ_{r1}, θ_{r2}, θ_{r3} — коэффициенты усиления по соответствующим воздействиям.

Развернутые выражения собственных операторов элементов дизеля, входящие в уравнения (1), имеют вид:

собственно дизеля

$$d_{\text{д}}(\text{p}) = T_{\text{д}}p + K_{\text{д}}; \qquad (2)$$

турбокомпрессора

$$d_{\text{T}}(\text{p}) = \text{T}_{\text{T}}\,p + K_{T}; \qquad (3)$$

впускного трубопровода

$$d_{\text{B}}(\text{p}) = \text{T}_{\text{B}}p + \text{K}_{\text{B}}; \qquad (4)$$

выпускного трубопровода

$$d_{r}(\text{p}) = \text{T}_{r}p + \text{K}_{r}, \qquad (5)$$

где $\text{T}_{\text{д}}$, T_{T}, T_{B}, T_{r} — постоянные времени соответственно собственно дизеля, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов; $\text{K}_{\text{д}}$, K_{T}, K_{B}, K_{r} — соответствующие коэффициенты самовыравнивания.

Проведенные в ряде работ расчетные и экспериментальные исследования показывают, что постоянные времени T_{B} и T_{r} соответственно впускного и выпускного трубопроводов для транспортных дизелей малы и практически не влияют на характер протекания переходного процесса [14]. Тогда пренебрегая величинами T_{B} и T_{r}, выражения (4) и (5) для собственных операторов трубопроводов можно записать в виде:

впускной трубопровод

$$d_{\text{B}}(\text{p}) = \text{K}_{\text{B}}; \qquad (6)$$

выпускной трубопровод

$$d_{r}(\text{p}) = \text{K}_{r}. \qquad (7)$$

Уравнения (1) с учетом выражений (2), (3), (6), (7) характеризуют динамические свойства дизеля с турбонаддувом и изменяемым УОВТ.

После записи уравнений (1) в виде:

$$\left.\begin{aligned} &d_{\text{д}}(\text{p})\varphi - \theta_{\text{д}}p = \eta_{\text{p}} + \theta_{\text{д}2}\chi - \theta_{\text{д}3}\alpha_{\text{д}};\\ &d_{\text{T}}(\text{p})\varphi_{\text{T}} - \xi + \theta_{\text{T}3}p = \theta_{\text{T}1}\eta_{\text{p}} + \theta_{\text{T}2}\chi;\\ &\text{K}_{\text{B}}p - \varphi_{\text{T}} + \theta_{\text{B}1}\varphi = 0;\\ &\text{K}_{r}\xi - \varphi - \theta_{r1}p = \theta_{r2}\eta_{\text{p}} + \theta_{r3}\chi \end{aligned}\right\} \qquad (8)$$

и использовании теоремы Крамера получим дифференциальное уравнение объекта в форме

$$\Delta\varphi_{\text{вых}} = \Delta_{\varphi}; \qquad (9)$$

где главный определитель системы

$$\Delta = \begin{vmatrix} d_{\text{д}}(\text{p}) & 0 & -\theta_{\text{д}1} & 0\\ 0 & d_{\text{T}}(\text{p}) & \theta_{\text{T}3} & -1\\ \theta_{\text{B}1} & -1 & \text{K}_{\text{B}} & 0\\ -1 & 0 & -\theta_{r1} & \text{K}_{r} \end{vmatrix}. \qquad (10)$$

Если принять настройку потребителя неизменной ($\alpha_д = 0$), то присоединенный определитель Δ_φ можно записать в виде:

$$\Delta_\varphi = \begin{vmatrix} \eta_р + \theta_{д2}\chi & 0 & -\theta_{д1} & 0 \\ \theta_{T1}\eta_р + \theta_{T2}\chi & d_r(р) & \theta_{T3} & -1 \\ 0 & -1 & K_В & 0 \\ \theta_{r2}\eta_р + \theta_{r3}\chi & 0 & -\theta_{r1} & K_r \end{vmatrix}. \quad (11)$$

После раскрытия определителей (10) и (11) выражение (9) принимает вид:

$$[A_1 d_д(р) d_T(р) + A_2 d_д(р) + A_3 d_T(р) + A_4]\varphi_{вых} = \\ = [A_1 d_T(р) + A_5]\eta_р + [A_6 d_T(р) + A_7]\chi. \quad (12)$$

Вспомогательные коэффициенты, входящие в выражение (12), определяются в виде:

$$A_1 = K_В K_r;\ A_2 = \theta_{T3}K_r - \theta_{r1};\ A_3 = \theta_{д1}\theta_{В1}K_r;$$
$$A_4 = -\theta_{д1};$$
$$A_5 = \theta_{T3}K_r - \theta_{r1} + \theta_{д1}K_r\theta_{T1} + \theta_{д1}\theta_{r2};$$
$$A_6 = K_В K_r \theta_{д2};$$
$$A_7 = \theta_{T3}K_r\theta_{д2} - \theta_{r1}\theta_{д2} + \theta_{д1}K_r\theta_{T2} + \theta_{д1}\theta_{r3}.$$

Уравнение (12) после подстановки в него развернутых выражений (2), (3) собственных операторов $d_д(р)$ и $d_T(р)$ получит вид:

$$(T^2_{дн} p^2 + T_{кдн} p + K_{дн})\varphi = \\ = (T_\eta p + K_\eta)\eta_р + (T_\chi p + K_\chi)\chi, \quad (13)$$

где $T^2_{дн} = A_1 T_д T_T$; $T_{кдн} = A_1 T_д K_T + A_1 T_T K_д + A_2 T_д + A_3 T_T$; $K_{дн} = A_1 K_д K_T + A_2 K_д + A_3 K_T + A_4$; $T_\eta = A_1 T_T$; $K_\eta = A_1 K_T + A_5$; $T_\chi = A_6 T_T$; $K_\chi = A_6 K_T + A_7$, индекс "дн" означает дизель с наддувом.

После введения обозначений собственного оператора объекта $d_{дн}(р) = T^2_{дн} p^2 + T_{кдн} p + K_{дн}$ и операторов воздействий $U_\eta(p) = T_\eta p + K_\eta$ и $U_\chi = T_\chi p + K_\chi$ уравнение (13) запишется в виде:

$$d_{дн}(р)\varphi = U_\eta(р)\eta_р + U_\chi(р)\chi. \quad (14)$$

Полученное уравнение (14) объекта регулирования дополнено уравнениями, описывающими устройства управления дозирующей рейкой и УОВТ. Если принять положение рычага управления ТНВД неизменным, то уравнение устройства управления дозирующей рейкой (например центробежного чувствительного элемента — ЦЧЭ), можно записать в виде:

$$\eta_р = -\lambda_1\varphi/d_р(р), \quad (15)$$

где $d_р(р) = T^2_р p^2 + T_к p^2 + \delta_z$ — собственный оператор ЦЧЭ; $T^2_р$, $T_к$ — постоянные времени ЦЧЭ; δ_z — местная степень неравномерности ЦЧЭ; λ_1 — передаточное отношение регулятора от муфты ЦЧЭ к рейке ТНВД.

В общем случае управление УОВТ может осуществить устройство управления, описываемое уравнением:

$$d_{у1}(p)\chi = \varphi, \quad (16)$$

где $d_у(р) = T^2_{у1} p^2 + T_{у2} p + \delta_у$ — собственный оператор устройства управления УОВТ; $T^2_{у1}$, $T_{у2}$ — его постоянные времени; $\delta_у$ — местная степень неравномерности регуляторной характеристики, формируемой устройством управления УОВТ при изменении скоростного режима работы дизеля.

Из уравнения (16) получим закон управления УОВТ по частоте вращения дизеля:

$$\chi = (1/\delta_у)\varphi,$$

который после введения обозначения $\lambda_2 = 1/\delta_у$ имеет вид:

$$\chi = \lambda_2. \quad (17)$$

После подстановки выражений (15) и (17) соответственно для $\eta_р$ и χ в уравнение (14) объекта регулирования и преобразований получим уравнение САУ

$$[d_{дн}(р)d_р(р) + U_\eta(р)\lambda_1 - U_\chi(р)d_р(р)\lambda_2]\varphi = 0. \quad (18)$$

Для оценки влияния закона управления УОВТ на устойчивость и динамические качества дизеля дальнейшее исследование проведено применительно к регулятору с передаточным отношением от муфты центробежного чувствительного элемента к дозирующей рейке ТНВД $\lambda_1 = 1$. Тогда уравнение (18) САУ принимает вид:

$$[d_{дн}(р)d_р(р) + U_\eta(р) - U\chi(р)d_р(р)\lambda_2]\varphi = 0. \quad (19)$$

С учетом развернутых выражений $d_{дн}(р)$, $d_р(р)$, $U_\eta(р)$, $U_\chi(р)$ характеристическое уравнение САУ, описываемой дифференциальным уравнением (19), получает вид:

$$A^1_4 p^4 + A^1_3 p^3 + A^1_2 p^2 + A^1_1 p + A^1_0 = 0, \quad (20)$$

где $A^1_4 = T^2_{дн} T^2_р$; $A^1_3 = T_{кдн} T^2_р + T^2_{дн} T_к - T^2_р T_\chi \lambda_2 = = a_3 + a_{31}\lambda_2$;

$$A_2^1 = T_р^2 K_{дн} + T_{кдн}^2 T_к - T_{дн}^2 \delta_z - T_к T_\chi \lambda_2 = a_2 + a_{21}\lambda_2;$$

$$A_1^1 = T_к^2 K_{дн} + T_{кдн}\delta_z + T_\eta - T_\eta \delta_z \lambda_2 - T_к K_\chi \lambda_2 = a_1 + a_{11}\lambda_2;$$

$$A_0^1 = K_{дн}\delta_z + K_\eta - K_\chi \delta_z \lambda_2 = a_0 + a_{01}\lambda_2.$$

Характеристическое уравнение (20), написанное относительно оси ординат, смещенной на величину степени устойчивости $\alpha_у$ влево, имеет вид:

$$A_4^1 (p - \alpha_у)^4 + A_3^1 (p - \alpha_у)^3 + A_2^1 (p - \alpha_у)^2 + $$
$$+ A_1^1 (p - \alpha_у) + A_0^1 = 0$$

или после раскрытия скобок:

$$B_4^1 p^4 + B_3^1 p^3 + B_2^1 p^2 + B_1^1 p + B_0^1 = 0, \qquad (21)$$

при этом

$$B_4 = A_4^1;\ B_3 = A_3^1 - 4A_4^1 \alpha_у =$$
$$= (a_3 - 4A_4^1 \alpha_у) + a_{31}\lambda_2 = b_3 + b_{31}\lambda_2;$$
$$B_2 = A_2^1 - 3A_3^1 \alpha_у + 6A_4^1 \alpha_у^2 =$$
$$= (a_2 - 3a_3\alpha_у + 6A_4^1 \alpha_у^2) + (a_{21} - 3a_{31}\alpha_у)\lambda_2 = b_2 + b_{21}\lambda_2;$$
$$B_1 = A_1^1 - 2A_2^1 \alpha_у + 3A_3^1 \alpha_у^2 - 4A_4^1 \alpha_у^3 =$$
$$= (a_1 - 2a_2\alpha_у + 3a_3^1 \alpha_у^2 - 4A_4^1 \alpha_у^3) + (a_{11} - 2a_{21}\alpha_у +$$
$$3a_{31}\alpha_у^2)\lambda_2 = b_1 + b_{11}\lambda_2;$$
$$B_0 = A_0^1 - A_1^1 \alpha_у + A_2^1 \alpha_у^2 - A_3^1 \alpha_у^3 + A_4^1 \alpha_у^4 =$$
$$= (a_0 - a_1\alpha_у + a_2\alpha_у^2 - a_3\alpha_у^2 + A_4^1 \alpha_у^4) +$$
$$+ (a_{01} - a_{11}\alpha_у + a_{21}\alpha_у^2 - a_{31}\alpha_у^3)\lambda_2 = b_0 + b_{01}\lambda_2.$$

После подстановки значений $B_3 = b_3 + b_{31}\lambda_2$, $B_2 = b_2 + b_{21}\lambda_2$, $B_1 = b_1 + b_{11}\lambda_2$, $B_0 = b_0 + b_{01}\lambda_2$ в характеристическое уравнение (21) и решения его относительно λ_2 имеем:

$$\lambda_2 = -\frac{B_4 p^2 + b_3 p^3 + b_2 p^2 + b_1 p + b_0}{B_{31} p^3 + b_{21} p^2 + b_{11} p + b_{01}}. \qquad (22)$$

После подстановки условия границы устойчивости $p = i\Omega$ в выражение (22) и преобразований оно принимает вид:

$$\lambda_2 = U(\Omega) + iV(\Omega),$$

где

$$\left.\begin{aligned} U(\Omega) &= \frac{B_6^1\Omega^6 + B_4^1\Omega^4 + B_2^1\Omega^2 + B_0^1}{C_6\Omega^6 + C_4\Omega^4 + C_2\Omega^2 + C_0}; \\ V(\Omega) &= \frac{B_7^1\Omega^7 + B_5^1\Omega^5 + B_3^1\Omega^3 + B_1^1\Omega^1}{C_6\Omega^6 + C_4\Omega^4 + C_2\Omega^2 + C_0}. \end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

Коэффициенты, входящие в выражения (23), определяться из соотношений:

$$B_7^1 = -B_4 b_{31};\ B_6^1 = B_4 b_{21} - b_3 b_{31};$$
$$B_5^1 = B_4 b_{11} - b_3 b_{21} + b_3 b_{31};$$
$$B_4^1 = -B_4 b_{01} + b_3 b_{11} - b_2 b_{21} + b_1 b_{31};$$
$$B_3^1 = b_3 b_{01} - b_2 b_{11} + b_1 b_{21} - b_0 b_{31};$$
$$B_2^1 = b_2 b_{01} - b_1 b_{11} + b_0 b_{21};\ B_1^1 = -b_1 b_{01} + b_0 b_{11};$$
$$B_0^1 = -b_0 b_{01};\ C_6 = b_{31}^2;\ C_4 = b_{21}^2 - 2b_{11}b_{31};$$
$$C_2 = b_{11}^2 - 2b_{01}b_{21};\ C_0 = b_{01}^2.$$

С использованием выражений (23) рассчитаны и построены границы *D*-разбиения исследуемой САУ при различных значениях степени устойчивости $\alpha_у$, представленные на рис. 5. При $\alpha_у = 0$ диапазон возможных значений параметра λ_2 с точки зрения устойчивой работы САУ составляет $-\infty < \lambda_2 < 18{,}91$. В системе управления, формирующей оптимизированный по топливной экономичности закон управления УОВТ, $\lambda_2 = 5{,}0$, что соответствует степени устойчивости $\alpha_у = 1{,}26$ [11]. Если дизель не оборудован устройством управления УОВТ, то $\lambda_2 = 0$ и $\alpha_у = 1{,}1844$. Приведенные данные свидетельствуют о том, что в диапазоне $0 < \lambda_2 < 5{,}0$ возрастание параметра λ_2 приводит к увеличению степени устойчивости $\alpha_у$. Наибольшая степень устойчивости в выделенной области соответствует значению $\lambda_2 = 5{,}0$. Таким образом, требования к выбору закона УОВТ по динамическим качествам дизеля и его экономичности в данном случае совпадают.

Полученные данные свидетельствуют о том, что во всем диапазоне $-\infty < \lambda_2 < 0$ (местная степень неравномерности регуляторной характеристики УОВТ $0 > \delta_у > -\infty$), соответствующем уменьшению УОВТ с увеличением частоты вращения $\omega_д$, система устойчива. Если же система управления формирует закон управления УОВТ, предусматривающий увеличение УОВТ с повышением $\omega_д$, то интенсивность роста УОВТ ограничена прямой 1 (рис. 6), ответствующей $\lambda_2 = +18{,}91$ и

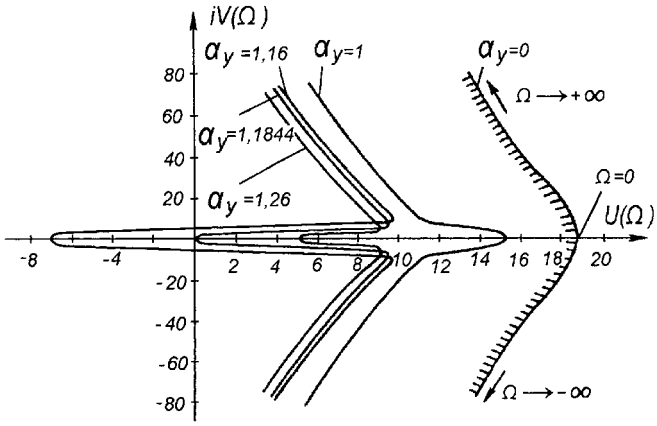


Рис. 5. Области *D*-разбиения в плоскости параметра λ_2

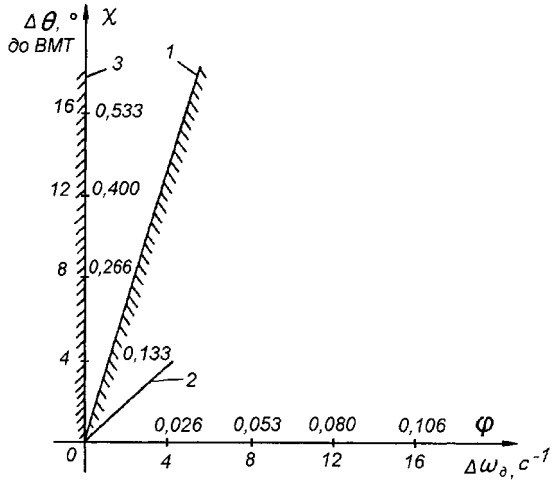


Рис. 6. Законы изменения УОВТ по частоте вращения дизеля

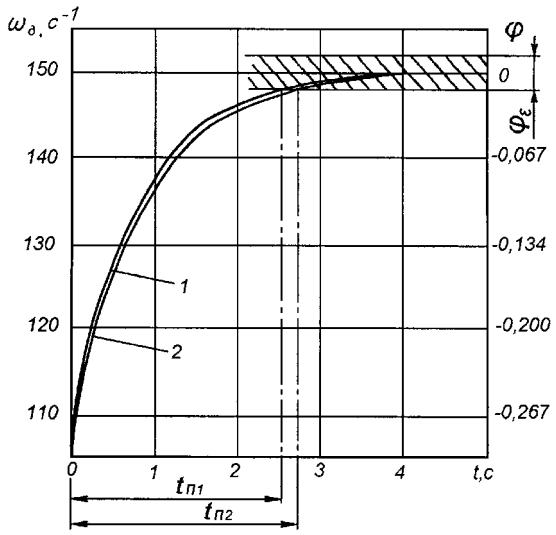


Рис. 7. Зависимость частоты вращения от времени переходного процесса разгона дизеля 6 ЧН15/18

$\delta_у = 0{,}0529$ (5,29 %). Оптимизированная по топливной экономичности характеристика управления (при $\lambda_2 = 5{,}0$ и $\delta_у = 20$ %, прямая 2 на рис. 6), находится в области устойчивой работы САУ, ограниченной прямыми 1 и 3.

Переходные процессы разгона дизеля 6 ЧН 15/18 при неизменной настройке потребителя, рассчитанные по выражению [14]

$$\varphi = \varphi_0 e^{-\alpha_у t},$$

где φ и φ_0 — начальное и текущее значения относительного отклонения частоты вращения коленчатого вала дизеля (рис. 7).

Время переходного процесса разгона дизеля, не оснащенного устройством управления УОВТ ($\lambda_2 = 0$, $\alpha_у = 1{,}1844$, см. рис. 5), составляет $t_{п2} = 2{,}7$ с. (кривая 2 на рис. 7) при допустимой нестабильности частоты вращения $\omega_\varepsilon = 3{,}0$ %.

При введении управления УОВТ по закону, определяемому кривой 2 (см. рис. 6), т. е. при $\lambda_2 = 5{,}0$, $\alpha_у = 1{,}26$ оно сокращается до $t_{п2} = 2{,}5$ с (кривая 1 на рис. 7).

Проведенные исследования свидетельствуют о том, что управление УОВТ по частоте вращения позволяет повысить экономические и экологические показатели дизелей при некотором улучшении их динамических качеств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
2. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
3. **Марков, В. А., Кислов В. Г., Хватов В. А.** Характеристики топливоподачи транспортных дизелей [Текст] / В. А. Марков, В. Г. Кислов, В. А. Хватов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 1997. — 160 с.
4. **Марков, В. А., Савельев М. А.** Формирование характеристик топливоподачи дизеля профилированием кромок плунжерной пары топливного насоса высокого давления [Текст] / В. А. Марков, М. А. Савельев. // Грузовик &. — 2007. — № 4. — С. 31—35.
5. **Определение** оптимальных значений угла опережения впрыскивания топлива для дизелей транспортного назначения [Текст] // В. И. Крутов, В. А. Марков, В. И. Шатров и др. // Двигателестроение. — 1996. — № 1. — С. 21—24.
6. **Формирование** оптимальных настроек системы управления транспортным дизелем с регулированием угла опережения впрыскивания / В. И. Крутов, В. А. Марков, В. И. Шатров и др. // Автомобильные двигатели: Межвуз. сб. — М.: Изд-во МГА-АТМ — МАМИ, 1996. — Вып. 13. — С. 15—25.
7. **Марков, В. А.** Определение оптимальных законов управления углом опережения впрыскивания топлива [Текст] / В. А. Марков. Известия ВУЗов. Машиностроение. — 1994. — № 4—6. — С. 65—71.
8. **Трифонов, В. Л.** Улучшение экологических показателей дизелей путем использования микропроцессорной системы управления: Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. — 16 с.
9. **Кривяков, С. В.** Многопараметровая оптимизация рабочего процесса дизеля по расходу топлива и выбросам вредных веществ с отработавшими газами: Автореферат дисс. ... канд. техн. наук. — М.: Российский университет дружбы народов, 2000. — 16 с.
10. **Математическая** модель системы автоматического регулирования дизеля с турбонаддувом и изменяемым углом опережения впрыскивания [Текст] // В. И. Крутов, В. А. Марков, В. И. Шатров и др. // Вестник МГТУ. Машиностроение. — 1994. — № 1. — С. 55—69.
11. **Марков, В. А.** Оценка устойчивости и качества работы системы автоматического управления топливоподачей транспортного дизеля [Текст] / В. А. Марков // Вестник МГТУ Машиностроение. — 1996. — № 3. — С. 98—117.
12. **Крутов В. И.** Анализ влияния изменяющегося по программе угла опережения впрыскивания топлива на качество переходного процесса в дизеле [Текст] / В. И. Крутов, В. А. Марков. Двигателестроение. — 1991. — № 10—11. — С. 53—56.
13. **Галеев, В. Л.** Переходные режимы ДВС с наддувом при регулировании турбокомпрессора изменением угла опережения подачи топлива [Текст] / В. Л. Галеев // Двигателестроение. — 1998. — № 2. — С. 6—7.
14. **Крутов, В. И.** Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. И. Крутов. — М.: Машиностроение, 1979. — 615 с.

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

Кафедра "Двигателей внутреннего сгорания"

В. Г. Дьяченко,
д-р техн. наук,
проф. НТУ

Двигатель с продолженным расширением — проблемы, перспективы

Рассмотрены возможность создания двигателя с продолженным расширением, проблемы его создания, его преимущества.

Первые попытки создания двигателя внутреннего сгорания с продолженным расширением предпринимались и Н. Отто и Р. Дизелем на базе трехцилиндрового дизеля [1]. В двух крайних рабочих цилиндрах осуществлялись четырехтактные циклы, а средний цилиндр большего диаметра использовался для дополнительного расширения продуктов сгорания, поступающих из крайних цилиндров. Повышение КПД двигателя вследствие увеличения механических потерь, гидравлических потерь при перетекании продуктов сгорания из рабочих цилиндров в средний, расширительный, тепловых потерь было незначительным при большом усложнении конструкции. Поэтому в течение нескольких последующих десятилетий разработчики двигателей внутреннего сгорания к этой идеи не возвращались. Практически идея использования продолжительного расширения продуктов сгорания была реализована в системах газотурбинного наддува, а затем и в комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной.

В двигателях с газотурбинным наддувом использование расширения продуктов сгорания до давления окружающей среды при прочих равных условиях (идентичных камерах сгорания, одинаковых значениях коэффициента избытка воздуха, идентичных характеристиках топливоподачи и т. д.) не влияет на термический и индикаторный КПД. Некоторое (до 5 %) повышение эффективного КПД двигателя с наддувом возможно за счет снижения насосных потерь, повышения механического КПД.

В комбинированных двигателях с силовой газовой турбиной и турбокомпрессором расширение продуктов сгорания до давления окружающей среды позволяет повысить эффективный КПД на режиме номинальной мощности на 5—7 % [2].

Применительно к двигателям с искровым зажиганием перспективным направлением повышения эксплуатационной экономичности является использование продолжительного расширения продуктов сгорания непосредственно в надпоршневой полости. Предпочтительней при этом применять двухтактный цикл (рис. 1), непосредственный впрыск топлива в камеру сгорания, клапанный механизм газораспределения [3, 4]. Один ход поршня в таком двигателе используется на осуществление процессов сгорания и расширения продуктов сгорания, второй — процессов газообмена и сжатия. Соотношение между степенью расширения продуктов сгорания ($\delta_p = V_e/V_z$) и действительной степенью сжатия воздуха ($\varepsilon_д = V_e'/V_c$) в зависимости от нагрузки целесообразно поддерживать в пределах 1,5—2,5.

К основным проблемам создания подобного двигателя следует отнести:

- организацию эффективной продувки надпоршневой полости;

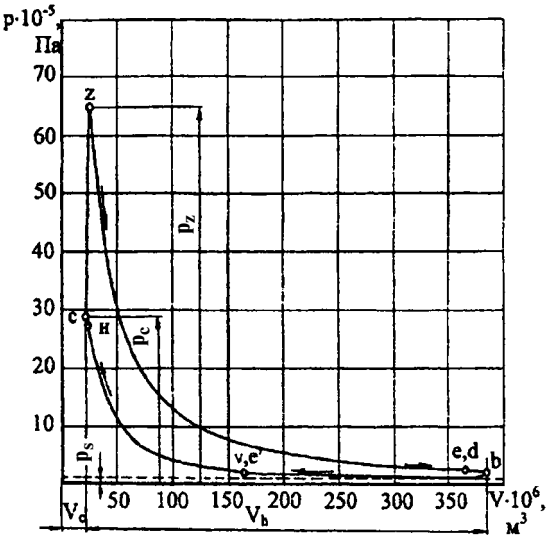


Рис. 1. Индикаторная диаграмма двигателя с искровым зажиганием и продолженным расширением:

S/D = 80/76; n = 5000 мин$^{-1}$; $\varepsilon_д$ = 7,36; δ_p = 17; p_s = 0,15 МПа; T_s = 329 К; $p_т$ = 0,104 МПа

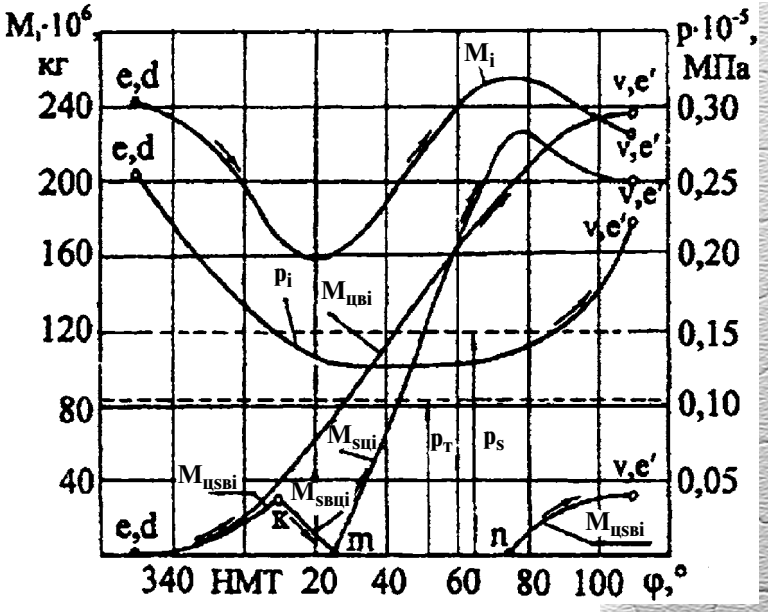


Рис. 2. Изменение давления и массы рабочего тела в надпоршневой полости двигателя на участке газообмена:

S/D = 80/76; n = 5000 мин$^{-1}$; $\varepsilon_д$ = 7,36; δ_p = 17; p_s = 0,15 МПа; T_s = 329 К; $p_т$ = 0,104 МПа; p_i, M_i — давление и масса рабочего тела в надпоршневой полости; $M_{цвi}$ — масса газов, уходящих через выпускные клапаны; $M_{цsвi}$ — масса продуктов сгорания, поступающих во впускной канал; $M_{sвщi}$ — масса продуктов сгорания, возвращающихся из впускного канала в цилиндр; $M_{sщi}$ — масса воздуха, поступающего в цилиндр; $M_{цвsi}$ — масса воздуха, уходящего из цилиндра через выпускные клапаны (утечка воздуха при продувке)

- регулирование параметров воздуха на впуске в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала;
- стабильность характеристик топливоподачи на режимах холостого хода и частичных нагрузок;
- расслоение топливовоздушной смеси в надпоршневой полости, обеспечивающее возможность стабильного воспламенения топливовоздушной смеси на частичных нагрузках и режимах холостого хода при среднем значении коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$.

Схема продувки в двухтактном двигателе с продолженным расширением клапанная петлевая. Эффективность продувки в надпоршневой полости при данной схеме продувки обеспечивается формированием потока воздуха на выходе из впускных клапанов параллельно оси цилиндра в направлении днища поршня, подбором необходимых соотношений площадей проходных сечений клапанов $f_{кл}$ и площади поршня $F_п(f_{кл}/F_п > 0{,}20)$, фаз газораспределения, параметров воздуха на впуске и продуктов сгорания на выпуске.

В качестве примера, подтверждающего реальность организации эффективной клапанной петлевой продувки в надпоршневой полости и в автомобильных двигателях с высокой частотой вращения коленчатого вала, на рис. 2 представлены данные расчета газообмена в надпоршневой полости при частоте вращения коленчатого вала n = 5000 мин$^{-1}$.

В момент открытия клапанов ($\varphi_{e,d}$ = 330° угла поворота коленчатого вала) давление продуктов сгорания в надпоршневой полости ($p_e \approx 2{,}5 \cdot 10^5$ Па) выше давления наддува ($p_s = 1{,}5 \cdot 10^5$ Па). Продукты сгорания уходят из надпоршневой полости и в выпускной канал ($p_т$ = 0,104 МПа) и во впускной канал (p_s = 0,15 МПа). Давление газов в надпоршневой полости снижается вследствие как выхода рабочего тела из надпоршневой полости, так и увеличения ее объема, и при угле поворота кривошипа φ = 10° угла поворота коленчатого вала достигает значения, равного давлению наддува. К этому моменту (точка к) заканчивается и заброс продуктов сгорания во впускной канал. Продукты сгорания из впускного канала полностью возвращаются в надпоршневую полость к углу поворота кривошипа $\varphi \approx 25°$ (точка m). Затем в надпоршневую полость начинает поступать воздух, оттесняя продукты сгорания к выпускным клапанам. В начале продувки (до 80°) расчет продувки выполняется в предположении "чистого" вытеснения продуктов сгорания, а затем — в предположении полного смешивания в конце расчетного участка поступившего воздуха с газами в надпоршневой полости. Расчет продувки продол-

жается до момента закрытия впускных и выпускных клапанов — точки v и e' ($\varphi_{v,\,e'} = 110°$).

При принятых значениях давления наддува ($p_s = 0{,}15$ МПа) и противодавлении на выпуске ($p_т = 0{,}104$ МПа) коэффициент наполнения, отнесенный к условиям окружающей среды ($p_0 = 0{,}1013$ МПа, $t_0 = 20$ °С), $\eta_v \approx 0{,}46$; коэффициент остаточных газов $\gamma \approx 0{,}15$; коэффициент утечки продувочного воздуха $\nu \approx 0{,}14$.

Подача топлива в камеру сгорания осуществляется в начале такта сжатия, после закрытия клапанов.

Поскольку давление сгорания в надпоршневой полости на частичных нагрузках и режимах холостого хода в данном двигателе снижается до атмосферного и ниже возможно использование только системы наддува с приводом нагнетателя от коленчатого вала через повышающий редуктор с изменяемым в зависимости от нагрузки и частоты вращения коленчатого вала передаточным числом. Возможно использование для привода нагнетателя и электродвигателя с питанием от аккумуляторной батареи и с микропроцессорной системой регулирования давления воздуха перед впускными клапанами. Приемлемая стабильность характеристик топливоподачи при минимальных подачах 3—5 мм^3/цикл и давлениях начала подачи топлива 5—10 МПа может быть достигнута при соответствующей доводке при использовании как механических систем топливоподачи с манжетным уплотнением плунжера и клапанными форсунками, так и аккумуляторных систем с микропроцессорной системой управления.

Надежность воспламенения топливовоздушной смеси от искры свечи зажигания на частичных режимах и режимах холостого хода, когда среднее значение коэффициента избытка воздуха $\alpha > 2$, возможна только при расслоении топливовоздушной смеси. Наиболее реальный путь решения этой задачи — использование полуразделенных или разделенных камер сгорания, пленочного смесеобразования и организации потока воздуха над поверхностью пленки на стенках камеры сгорания в направлении электродов свечи зажигания.

Таким образом, задачи, которые предстоит решить при создании двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости достаточно сложны и трудоемки. Потребуются годы и значительные ресурсы для его создания и постановки на производство, сопоставимые с затратами времени и средств на разработку двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и искровым зажиганием Р. Сарича [5] или двигателя, работающего по двухтактному и четырехтактному циклам [6], создаваемого автомобильными корпорациями и исследовательскими центрами Западной Европы. Однако и преимущества двухтактного двигателя с искровым зажиганием, клапанным газораспределением и продолжительным расширением в надпоршневой полости более чем существенны. Реально ожидать повышения эксплуатационной экономичности до уровня дизеля с непосредственным впрыском при снижении уровня шума и выбросов вредных веществ с отработавшими газами, расширения ресурсов моторного топлива вследствие снижения требований к детонационной стойкости моторных топлив.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Гюльднер, Г.** Двигатели внутреннего сгорания, их работа, конструкция и проектирование [Текст] / Г. Гюльднер // Перевод с нем. Г. Г. Калиша и С. И. Алексеева. — Т. 2. — М.: МАКИЗ, 1998. — 864 с.
2. **Дьяченко, В. Г.** О возможности повышения быстроходности двигателя 16 ЧН 24/27 при сохранении номинальной мощности [Текст] / В. Г. Дьяченко. — Труды ХПИ, серия "Энергомашиностроение". Т. XLIII, вып. 3. — Харьков: ХГУ, 1963. — С. 170—177.
3. **Дьяченко, В. Г.** Дизель или двигатель с искровым зажиганием // Двигатели внутреннего сгорания. — 2004. — № 1. — С. 27—29.
4. **Дьяченко, В. Г.** Термодинамические циклы двигателей внутреннего сгорания с продолженным расширением [Текст] / В. Г. Дьяченко // Двигатели внутреннего сгорания. — 2005. — № 1. — С. 25—29.
5. **Scott, D.** Pneumatic fuel injection spurs two-stroke revival. [Text] / D. Scott. — Automotive Engineer ing, vol. 94, № 8. P. 74—79.
6. **Игры с тактами** / За рулем. — 2004. — № 7. — С. 130.

"КАМАЗ" на Украине снова первый

По итогам 2007 г. "КАМАЗ" подтвердил свое лидерство на украинском рынке тяжелых грузовых автомобилей (полной массой более 16 т).

Об этом свидетельствуют данные компании "Автоконсалтинг" (г. Киев). "КАМАЗ" реализовал на Украине 2225 автомобилей, опередив своего основного конкурента — "МАЗа" на 75 единиц, а его доля составила 33,2 %. По итогам 2006 г., когда "КАМАЗ" впервые в рыночную эпоху перехватил лидерство у белорусского предприятия, разрыв составлял 18 единиц.

Украинский рынок автомобилей — это, по сути, "испытательный полигон продаж", открытый для всех без исключения производителей. Государство практически не влияет на объемы продаж того или иного производителя на рынке. Главный судья на нем — сам потребитель. Для примера, собственный производитель — "КрАЗ" за год уменьшил продажи в 2007 г. почти на 100 единиц.

(Отдел по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Ю. В. Галышев,
СПб. ГПУ

Расчетный анализ различных способов организации рабочего процесса водородного двигателя

Рассмотрены проблемы, связанные с переводом двигателей на водородное топливо. Наиболее целесообразный путь решения возникающих при использовании водорода задач — комплексное моделирование всей совокупности процессов в двигателе.

Представление о водороде как о "топливе будущего" достаточно прочно утвердилось как среди специалистов, так и в сознании тех, кого интересует будущность энергетики и транспорта. Без преувеличения можно сказать, что две проблемы, которые неотвратимо стоят перед человечеством — истощение запасов углеводородных топлив и опасность нарастающего загрязнения окружающей среды — таят в себе вполне реальную перспективу гибели цивилизации под воздействием ею же созданных предпосылок. Замена углеводородных топлив водородом могла бы радикально решить их.

Моторные свойства водорода — высокая детонационная стойкость, быстрое сгорание и широкие пределы воспламеняемости — благоприятствуют созданию автомобильных двигателей, использующих его в качестве топлива. Вместе с тем существует ряд проблем, затрудняющих получение таких же мощностных показателей, как у бензинового двигателя.

Хотя теплота сгорания водорода в расчете на единицу массы почти втрое выше, чем у бензина, стехиометрическое соотношение по отношению к воздуху также примерно втрое выше. В сочетании с низкой плотностью газообразного водорода это приводит к тому, что теплота сгорания единицы объема стехиометрической водородовоздушной смеси ниже, чем у бензовоздушной. Это означает пропорциональное снижение литровой мощности при равных условиях организации процесса. В какой-то мере такое снижение может быть компенсировано за счет более быстрого и полного сгорания водорода. Кроме того, существует еще ряд причин, затрудняющих использование стехиометрических смесей в водородном двигателе.

Одной из проблем, связанных с переводом существующих двигателей на водородное топливо, является опасность преждевременного (калильного) воспламенения водородосодержащей смеси. На этот факт было обращено внимание еще в 50-е годы прошлого века, причем тогда речь шла не о водородном топливе в чистом виде, а о работе двигателей на генераторных газах, содержащих некоторое количество водорода [2]. Преждевременное воспламенение приводит к обратным вспышкам смеси во впускном коллекторе, достаточно опасным с точки зрения надежности и безопасности эксплуатации. Аналогичные явления были обнаружены большинством исследователей и в опытах с подачей водорода в двигатель. Их причиной является не самовоспламенение смеси, а ее контакт с нагретыми деталями камеры сгорания или отработавшими газами, поскольку в условиях опытов объемная температура конца сжатия не могла достигать температуры самовоспламенения (580 °С). Детальное и всестороннее исследование этой проблемы было выполнено еще в начале 80-х годов в Технологическом институте Мисаши, Токио [4]. Авторами рассмотрены условия, при которых водородовоздушная смесь воспламеняется нагретой металлической деталью и струей горячего газа. Анализ этих данных показывает, что во избежание калильного зажигания температура наиболее нагретых поверхностей камеры сгорания не должна превышать 700 °С, а предельная температура отработавших газов, контакт с которыми может вызвать воспламенение смеси, составляет приблизительно 600 °С. Таким образом, из упомянутых выше экспериментов следует, что обеспечить работу водородного двигателя при внешнем смесеобразовании без обратных вспышек возможно при коэффициенте избытка воздуха не ниже 2.

Необходимо также учитывать, что повышенные температуры в зоне горения приводят к ускоренному образованию оксидов азота в результате окисления атмосферного азота. Это может свести на нет эффект

от устранения оксидов углерода и углеводородов, поскольку оксиды азота обладают более сильным отравляющим действием, чем соединения углерода.

Таким образом, для получения всех преимуществ, которые потенциально дает водородное топливо, необходимо учесть весь комплекс факторов, которые могут вызвать ухудшение мощностных, экономических и экологических показателей, и наметить пути их устранения или компенсации.

Наиболее целесообразный путь решения таких задач заключается в комплексном моделировании всей совокупности процессов в двигателе. В этом случае в отличие от экспериментальных подходов можно получить сравнимые данные о результатах тех или иных мероприятий, не зависящие от их конкретной конструктивной реализации. Более того, могут рассматриваться граничные случаи, реализация которых может оказаться весьма затруднительной при существующем уровне технологий.

Базой проведенного исследования служили математические модели и соответствующие программы для ЭВМ, разработанные и постоянно совершенствуемые кафедрой ДВС СПб. ГПУ. Основные принципы моделирования изложены в работе [3]. Остановимся только на особенностях моделирования, связанных с поставленной задачей.

В расчет рабочего цикла введены уточнения в связи с учетом объема газообразного водорода, состава продуктов сгорания, их теплоемкости. Характеристика тепловыделения задавалась по формуле И. И. Вибе, в которой параметры сгорания m и φ_z определялись по зависимостям, полученным на основе экспериментальных данных [1]:

$$\frac{\varphi_z}{\varphi_{z0}} = 0{,}267 + 0{,}733\frac{u_{i0}}{u_i}\frac{\alpha_0}{\alpha}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{0{,}26}\left(\frac{T_0}{T}\right)^2;$$

$$\frac{m_0}{m} = -0{,}4 + 1{,}4\left(\frac{u_{i0}}{\alpha}\right)^{0{,}5},$$

где p, T — средние значения давления и температуры рабочего тела за период рабочего хода; u_i — нормальная скорость сгорания топлива; α — коэффициент избытка воздуха; индекс "0" соответствует базовому режиму работы двигателя.

Моделирование температурного состояния деталей камеры сгорания осуществлялось с помощью метода конечных элементов с граничными условиями, рассчитываемыми по методикам, изложенным в работе [3].

Для оценки выбросов оксидов азота с отработавшими газами использовался "расширенный" механизм Я. Б. Зельдовича. Расчет температур в зоне сгорания проводился по двухзонной модели.

Результаты расчета температурного состояния деталей камеры сгорания подтвердили, что в ней имеются вполне вероятные источники воспламенения водорода. Из них наиболее опасными являются изолятор свечи зажигания, температура которого при работе на бензине на номинальном режиме составляет около 1000 °С, и выпускной клапан с температурой 800 °С.

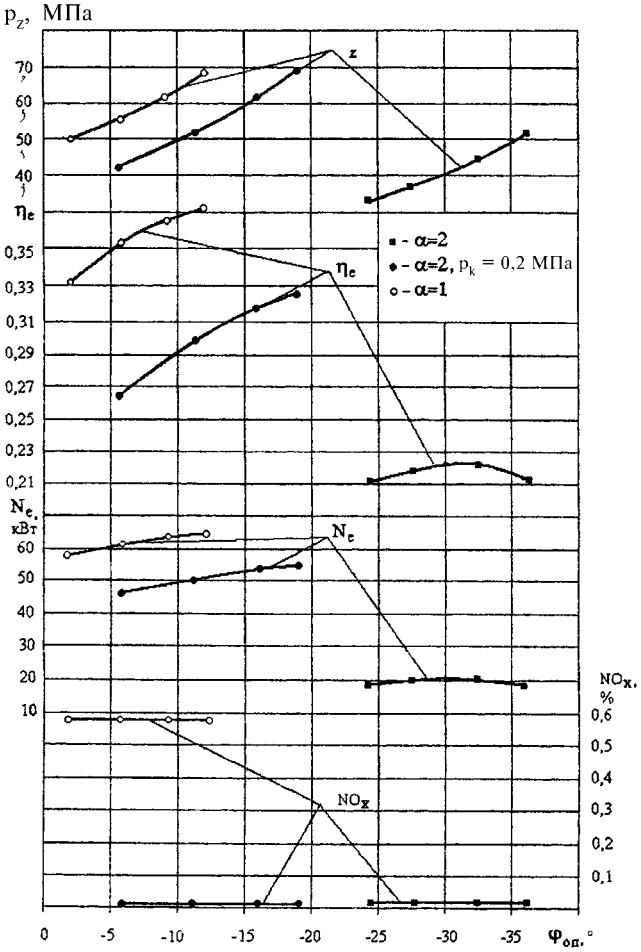


Рис. 1. Регулировочные характеристики по углу опережения зажигания двигателя ВАЗ, работающего на водородном топливе (дроссельная заслонка полностью открыта, n = 5500 мин$^{-1}$)

Результаты расчета параметров рабочего процесса и эмиссий NO_x при различных способах организации работы водородного двигателя представлены на рис. 1, 2.

Расчет, проведенный в предположении, что опасность "хлопков" и ухудшенное наполнение при работе на водороде устранены за счет внутрицилиндровой подачи газа, показывает, что мощность водородного двигателя может быть доведена до номинальной и даже несколько увеличена за счет более быстрого сгорания смеси, так как возможна организация рабочего процесса при $\alpha = 1$. Температура деталей при этом останется приблизительно такой же, как при работе на бензине, т. е. опасность преждевременного воспламенения сохраняется. Кроме того, концентрация оксидов азота увеличивается по сравнению с бензиновым двигателем с 0,36 до 0,58 %. Следовательно, даже если бы такие параметры двигателя удалось реализовать конструктивно, этот вариант неприемлем по токсичности отработавших газов.

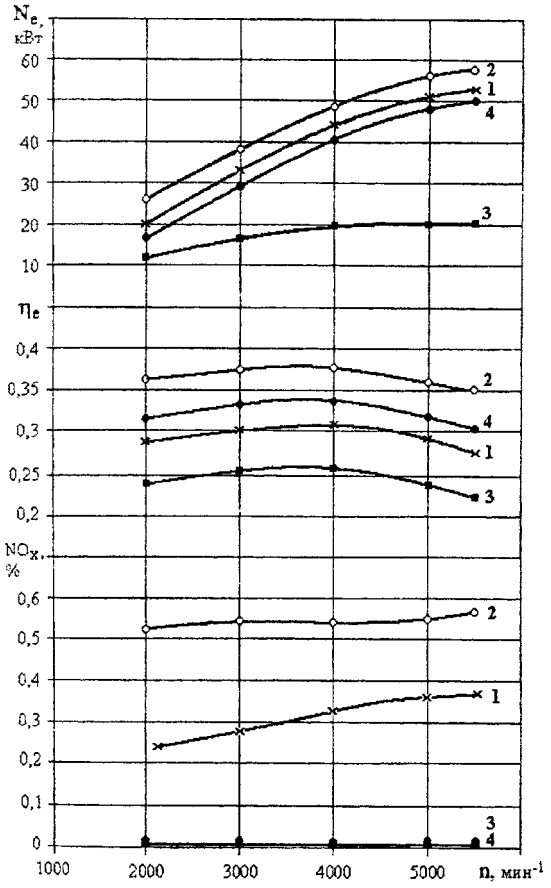


Рис. 2. Внешние скоростные характеристики двигателя ВАЗ, использующего в качестве топлива:

1 — бензин, $\alpha = 1$; 2 — водород, $\alpha = 1$; 3 — водород, $\alpha = 2$; 4 — водород, $\alpha = 2$, $p_к = 0{,}2$ МПа

Реально осуществим без значительных конструктивных переделок двигателя вариант с коэффициентом избытка воздуха 2 и внешним смесеобразованием. В этом случае температура изолятора свечи не выходит за допустимый предел, а концентрация оксидов азота снижается до 0,08 %. Эффективная мощность двигателя, однако, снижается при этом до 20,2 кВт. Такой двигатель имеет высокий индикаторный КПД, однако эффективный КПД существенно снижается из-за увеличения доли механических потерь при форсировании двигателя. Таким образом, можно создать малотоксичный двигатель ценой существенного снижения его мощности. Такое решение, очевидно, мало приемлемо.

Наиболее очевидным способом компенсации потерь мощности является применение газотурбинного наддува при том же значении коэффициента избытка воздуха. Для того, чтобы при этом не было существенного повышения температуры сгорания, требуется охлаждение наддувочного воздуха до 70 °С, что вполне осуществимо при использовании современных эффективных воздухо-воздушных теплообменников. В этом случае, как показывают расчеты, температура деталей в опасных точках камеры сгорания не выходит за допустимые пределы, а концентрация оксидов азота оказывается такой же низкой, как и при работе на водороде при $\alpha = 2$ без наддува. Определенные проблемы при этом связаны с повышением максимального давления сгорания, которое, однако, может быть компенсировано уменьшением угла опережения зажигания. При этом приходится мириться с некоторым снижением эффективного КПД.

Расчетная проверка параметров на режиме работы по внешней скоростной характеристике показывает, что водородный двигатель с наддувом превосходит бензиновый по эффективному КПД во всем диапазоне частот вращения, причем низкая концентрация оксидов азота также сохраняется во всем диапазоне частот. Более значительные преимущества водородного двигателя по сравнению с бензиновым могут быть получены при работе на частичных нагрузках, так как широкие пределы воспламеняемости водородовоздушных смесей позволяют применить качественное регулирование мощности.

Проведенное исследование позволяет наметить основные направления развития водородных двигателей, которое должно базироваться на использовании обедненных смесей и применении наддува с охлаждением наддувочного воздуха. Разработанный комплекс расчетных методов позволяет осуществлять оценку любых сочетаний режимов и конструкций двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Галышев, Ю. В.** Влияние пароводородной добавки в рабочую смесь карбюраторного двигателя на процессы сгорания и тепловыделения [Текст] / Ю. В. Галышев, Г. А. Вылегжанин, В. В. Румянцев, В. А. Серебряков // Науч. тр. Л.: ЛПИ, 1983. — № 394. — С. 29—33.
2. **Харитонов, Б. А.** Исследование явления обратных вспышек в газовом двигателе [Текст] / Б. А. Харитонов // Труды ЦНИДИ. 1956. — № 30. — С. 98—125.
3. **Элементы** системы автоматизированного проектирования ДВС. Алгоритмы прикладных программ. Под общ. ред. Р. М. Петриченко. — Л.: Машиностроение. 1990, 328 с.
4. **Enomoto, R.** Ignitability of Hydrogen-Air Mixture by Hot Surfaces and Hot Gases in Hydrogen-Fueled Engine [Text] / R. Enomoto, S. Furuhama, T. Nishiguchi // JSAE Rev. — 1981. — № 5. — P. 23—29.

В. Н. Козловский,
Р. А. Малеев,
кандидаты техн. наук

Имитационное моделирование — инструмент повышения качества проектирования электромеханического усилителя рулевого управления

С целью повышения конкурентоспособности усилителя рулевого управления предлагается использовать имитационное моделирование на стадии проектирования, позволяющее прогнозировать технические параметры продукции и параметры технологического процесса производства.

Обеспечение конкурентоспособности продукции автомобильной промышленности России — это важнейшая задача, без решения которой невозможно добиться повышения удовлетворенности запросов потребителей. Конкурентоспособность связана прежде всего с качеством продукции.

Одним из элементов, определяющих качество автомобиля, является система электрооборудования. В ее состав входят компоненты электроники и электромеханики. В последнее время в стандартную комплектацию легковых автомобилей все чаще стали входить электромеханические усилители рулевого управления (ЭМУР). Построенные на базе электромеханического преобразователя (ЭП) со сложной электронной системой управления ЭМУР должны надежно функционировать для обеспечения безопасной эксплуатации автомобиля.

На стадии проектирования ЭМУР эффективные конструкторские решения должны базироваться на логическом анализе объективных данных — при этом не отрицаются ни основанная на опыте интуиция, ни знание конъюнктуры, ни то, что называют "чутьем". Вопрос лишь в приоритетах — главную роль должны играть факты и логика, лишь затем следует привлекать индивидуальный опыт.

Реализация этого принципа требует прежде всего создания системы измерений, сбора достоверных и точных данных, относящихся к поставленной задаче.

Если учитывать требования стандарта ISO/TS 16949:2002 к входным данным для проектирования продукции, то они включают задачи по качеству, жизненному циклу, надежности, продолжительности срока службы и ремонтопригодности.

Исходя из изложенного, можно сделать вывод, что для эффективного процесса проектирования необходим комплекс инструментов с целью определения показателей качества и надежности вновь создаваемой продукции. Одним из основных инструментов в данном случае становится имитационное моделирование, поскольку оно в допроизводственный период жизненного цикла позволяет прогнозировать технические параметры продукции и параметры технологического процесса производства.

Для моделирования ЭМУР необходимо выделить ключевые параметры входа и выхода модели, а также описать процесс их преобразования.

Эксплуатационные данные показывают, что каждый электромеханический усилитель обладает некоторой индивидуальностью своих характеристик. Такая индивидуальность объясняется рядом факторов: характеристиками работы системы энергоснабжения, индивидуальными настройками системы управления ЭМУР, технологическими разбросами размеров активной зоны ЭП ЭМУР.

Ниже анализируется влияние разбросов ключевой группы размерных параметров ЭП ЭМУР на ключевые технические характеристики.

Ключевая группа размерных параметров ЭП — это группа параметров в которую входят внутренний диаметр полюсов (D_{p1}), наружный диаметр якоря (D_{p2}), длина пакета якоря (L_0), высота паза (h_{paz}) и ширина паза (b_{paz}). Исследованиями авторов установлено, что именно эта группа размеров при изменении их в геометрическом поле допуска в соответствии с ТУ оказывает наиболее существенное влияние на ключевые технические характеристики.

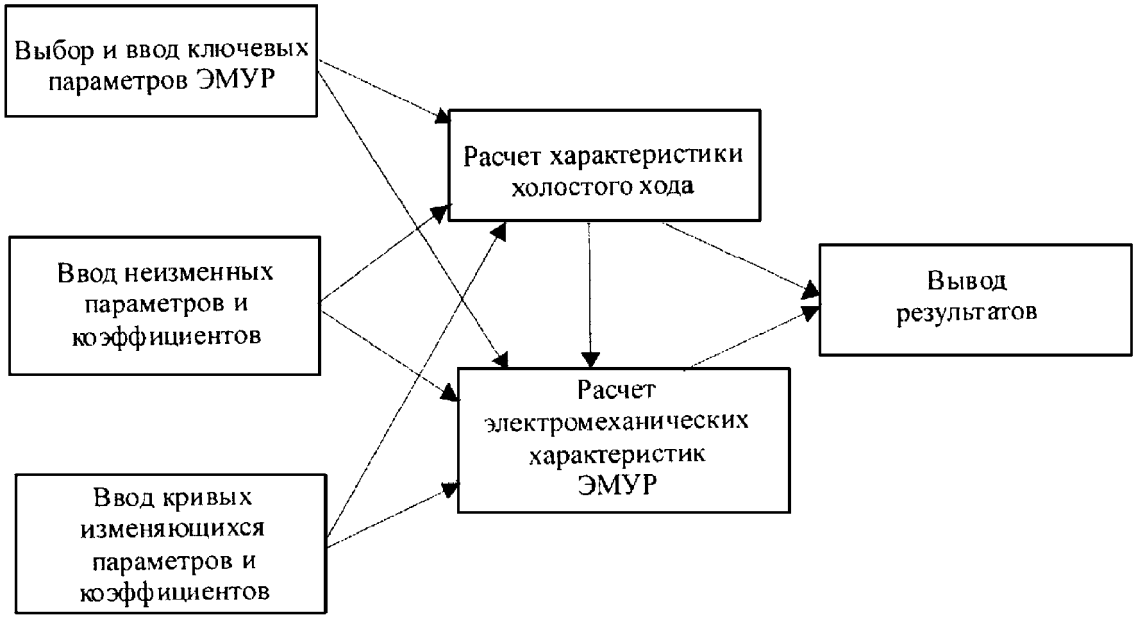


Рис. 1. Имитационная модель ЭМУР на базе ЭП постоянного тока

В качестве ключевых технических характеристик ЭМУР принимаем характеристику холостого хода (ХХХ) и электромеханические характеристики преобразователя постоянного тока.

Описание связи между входными ключевыми параметрами и техническими характеристиками ЭП ЭМУР осуществляется с помощью методики расчета двигателя постоянного тока [2].

Структура модели ЭМУР, включающая параметры входа, выхода и процесс преобразования, представлена на рис. 1.

Для определения влияния разброса входных параметров в соответствии с ТУ на выходные была разработана модель, работающая в реальном масштабе времени, т. е. при изменении единичного размера или группы размеров сразу же производились пересчет и вывод соответствующих значений характеристик.

В таблице приведены численные значения входной группы ключевых параметров.

На рис. 2—4 в качестве примера показаны результирующие характеристики моделирования ЭМУР, которые отражают изменение ХХХ, электромеханических характеристик

Входные параметры имитационной модели ЭМУР

Параметр	Размер, см	Отклонения, см
D_{p1}	5,56	0,025; 0
D_{p2}	5,5	0; –0,03
L_0	3,3	0; –0,1
h_{paz}	1,32	0,02; 0
b_{paz}	2,0	0,02; 0

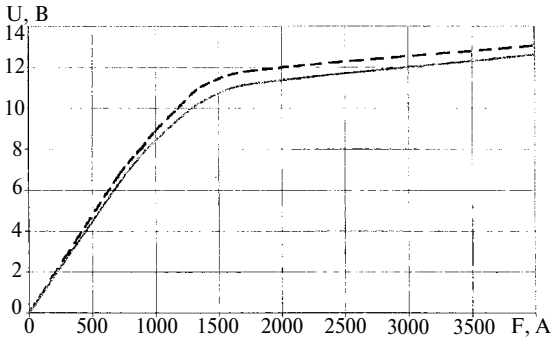


Рис. 2. Характеристики холостого хода ЭП ЭМУР при изменении рабочего воздушного зазора по ТУ:

– – – — минимальное значение; ——— — максимальное значение; *F* — МДС возбуждения; *u* — напряжения генератора

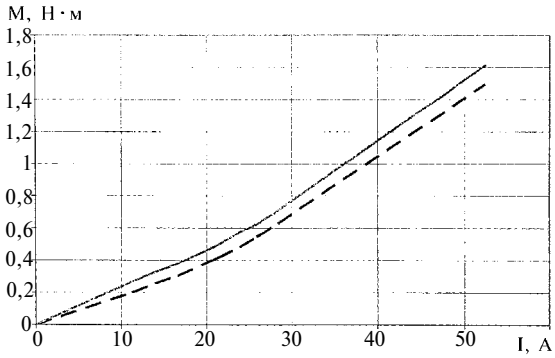


Рис. 3. Зависимость полезного момента на валу ЭП ЭМУР от силы тока якоря I при изменении рабочего воздушного зазора по ТУ:

– – – — минимальный зазор; ——— — максимальный зазор

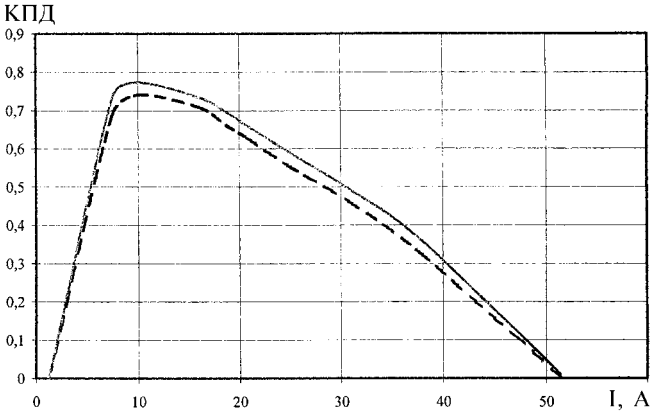


Рис. 4. Зависимость КПД ЭП ЭМУР от силы якоря I при изменении рабочего воздушного зазора по ТУ:

– – – — минимальный зазор; ——— — максимальный зазор

при изменении параметров, характеризующих рабочий воздушный зазор (D_{p1} и D_{p2}), от минимального до максимального значений.

Полученные при моделировании ЭМУР результаты показывают, что при изменении рабочего воздушного зазора от минимального до максимального значения изменяются характеристики холостого хода до 15 % и электромеханические характеристики ЭМУР до 10 %.

Таким образом, подтверждено, что технологические разбросы входных ключевых параметров существенно изменяют выходные характеристики ЭП ЭМУР. Следовательно, на стадии расчетного моделирования создаются предпосылки для создания эффективной системы управления качеством проектирования автомобильной системы ЭМУР. В этом случае обеспечивается выполнение основных требований автомобильного стандарта ISO/TS 16949:2002 к входным данным для проектирования, реализуется принцип создания системы измерений, сбора достоверных и точных данных, относящихся к проектированию новой продукции.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Годлевский, В. Е.** Система менеджмента качества на основе ИСО/ТУ 16949:2002. [Текст] / В. Е. Годлевский, Е. А. Вакулич, А. Я. Дмитриев. — Самара, 2002. — 288 с.
2. **Морозов, А. Г.** Расчет электрических машин постоянного тока [Текст] / А. Г. Морозов. — М., 1977. — 264 с.
3. **Шиндовский, Э.** Статистические методы управления качеством [Текст] / Э. Шиндовский, О. Шюрц. — М., 1976. — 600 с.

Уважаемые читатели!

Подписку на журнал **"Грузовик &"** с **Приложением** можно оформить

НА ПОЧТЕ (во всех отделениях связи):
по каталогу "Роспечать" — индекс **72145;**
по каталогу "Пресса России" — индекс **41302;**
по каталогу "Почта России" — индекс **60262**

В ИЗДАТЕЛЬСТВЕ (в отделе реализации):
по факсу: (495) 269-48-97;
по e-mail: realiz@mashin.ru;
на сайте: www.mashin.ru
✓ без почтовых наценок;
✓ с любого месяца;
✓ со своего рабочего места.
☎ для справок: (495) 269-66-00, 269-52-98.

Грузовик &
Грузовик &

Методология выбора оптимальных методов и способов механической обработки в автомобилестроении

В. Г. Якухин, д-р техн. наук,
А. В. Пономарев,
Д. В. Учайкин, инженеры АМО ЗИЛ

Рассмотрены методы и способы механической обработки, даны их технологические характеристики, алгоритм выбора оптимального метода и способа обработки.

В технологии машиностроения при проектировании новых технологических процессов актуальна проблема выбора оптимальных методов и способов обработки.

Существующая на производстве методология проектирования методов обработки является эмпирической, базирующейся на опыте и знаниях проектировщика, не имеющего средств объективной количественной оценки многовариантных технологических решений. Это объясняется сложностью машиностроительного производства, отсутствием надежных классификаций и четко выраженных взаимосвязей для ранжирования эффективности применения современных видов и методов обработки.

Виды машиностроительных производств

Назначение, содержание и взаимосвязи машиностроительных производств указаны на рис. 1.

Механическая обработка металлов является главной в основном производстве, но она применяется и во всех других видах производства. В табл. 1 дана технологическая характеристика разделительных операций резки.

Таблица 1

Разделительные операции резки	Технологическая характеристика операций
1. Газопламенная	Мобильность, толщина заготовки до 300 мм, ширина реза 1—3 мм
2. Гильотинная	Высокая производительность и безотходность при толщине листа до 20 мм, длина реза до 6 м
3. Ленточной пилой	Максимальный размер 2000×3000 мм при ширине реза примерно 1 мм
4. Дисковой фрезой	Наибольшая универсальность, ширина реза 1—3 мм
5. Токарным резцом	Простейшая для тел вращения диаметром до 250 мм
6. Строгальным резцом	Длина реза плит до 6 м при толщине до 200 мм
7. Абразиным кругом	Твердость заготовки до 80 HRC при толщине до 300 мм
8. Лазерная	Минимальная ширина реза 1—5 мкм при толщине заготовки до 30 мм
9. Плазменная	Ширина реза примерно 0,2 мм при толщине заготовки до 150 мм
10. Гидроабразивная	Возможность резки любых материалов с толщиной заготовки до 200 мм, точность резки 0,1 мм

Примечание. Некоторые из указанных операций (газопламенная, лазерная, плазменная и гидроабразивная) успешно применяют также для листовой фасонной вырезки.

Примечание. Р. О. — обозначение разделительных операций резки металла на штучные заготовки

Рис. 1

Таблица 2

Виды обработки металлов	Разновидности обработки	Модели способов воздействия инструмента на заготовку	
Механическая (силовая)	1. Резание лезвийное	**Режущий клин** t — глубина резания; γ — передний угол резания; α — задний угол резания; D_r — скорость движения резания, δ — угол режущего клина	
	2. Резание абразивное	**Микрорезцы** D_s — подача	
	3. Поверхностное пластическое деформирование (ППД)	**Деформирующий ролик в виде цилиндра, диска или шара** h — высота микронеровностей; y — величина упругой деформации; P — усилие	
Физико-техническая (ФТО)	4. Электрохимическая обработка (ЭХО)	**Растворение металла в электролите** 1 — анод (растворяемая заготовка); 2 — катод	
	5. Электроэрозионная обработка (ЭЭО)	**Расплавление металла от энергии генератора импульсов** 1 — генератор импульсов; 2 — заготовка; 3 — электрод-инструмент; 4 — капли расплавленного металла; 5 — эрозионная лунка; 6 — рабочая жидкость	
Комбинированная	Резание + ППД; резание + ЭХО и т. д.	—	

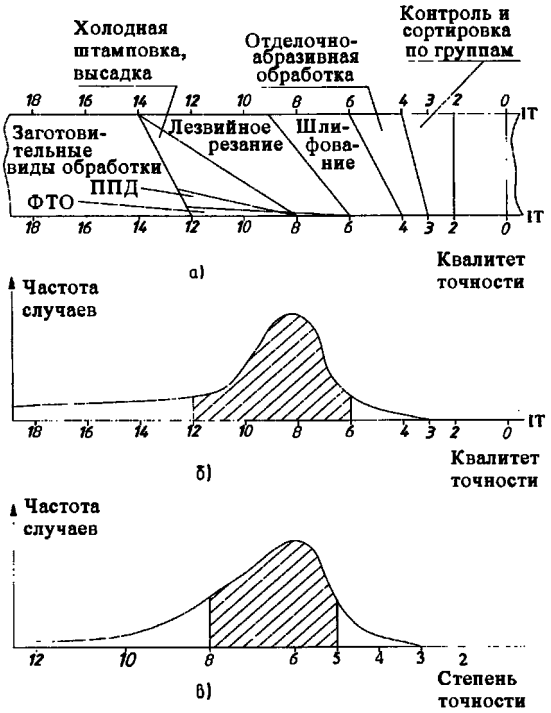


Рис. 2

Виды и разновидности механической и физико-технической обработки

Их физическую сущность выражают моделями способов воздействия инструмента на заготовку, представленными в табл. 2

Технологические возможности различных видов металлообработки по точности

Они представлены диаграммой (рис. 2, а), показывающей диапазон сравнительной точности для заготовительных, физико-технических и механических видов обработки.

На рис. 2, б показана приоритетность квалитетов точности — 6—12 (заштрихованная зона) в современном машиностроении.

Для них механическая обработка наиболее востребована.

На рис. 2, в представлена диаграмма распределения степеней точности при обработке сложных многомерных поверхностей (резьб, зубьев, шлицев) с приоритетной зоной — 5—8 степень.

Из диаграмм (рис. 2) следует, что механическая обработка является наиболее предпочтительной с точки зрения точности.

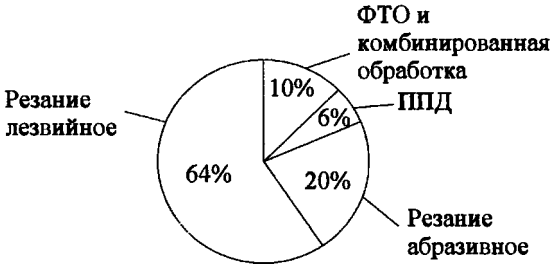


Рис. 3

Таблица 3

Обработка	Соотношение энергетических затрат
Резание лезвийное	1
Резание абразивное	5—10
Пластическое деформирование	1—2,5
Электроэрозионная обработка	20—30
Электрохимическая обработка	30—40

Энергетические затраты и применяемость механической и физико-технической обработки

По соотношению энергетических затрат из пяти разновидностей обработки, представленных в табл. 3, превосходство принадлежит лезвийному резанию.

Сочетание высоких показателей по точности и энергетике обеспечивает механической обработке самую широкую область применения в машиностроении. На рис. 3 представлена диаграмма применяемости, из которой следует, что в основном производстве 90 % объема работ приходится на механическую обработку (в том числе 64 % на лезвийное резание), а 10 % — на физико-техническую и комбинированную.

Концепция качества механической обработки

Она представлена диаграммой, данной на рис. 4, показывающей достигаемые точность, шероховатость и твердость обрабатываемой поверхности для основных разновидностей механической обработки.

Из диаграммы следует, что лезвийную обработку применяют в качестве получистовой или черновой с квалитетом точности 6—12 IT и Ra $\geqslant$ 0,8, а абразивную — для чистовой с квалитетом 2—7 IT и Ra $\leqslant$ 0,8. Как правило, высокая точность должна соответствовать минимальной шероховатости поверхности Ra. При этом наименьшая величина Ra обычно достигается на поверхностях, имеющих высокую твердость HRC.

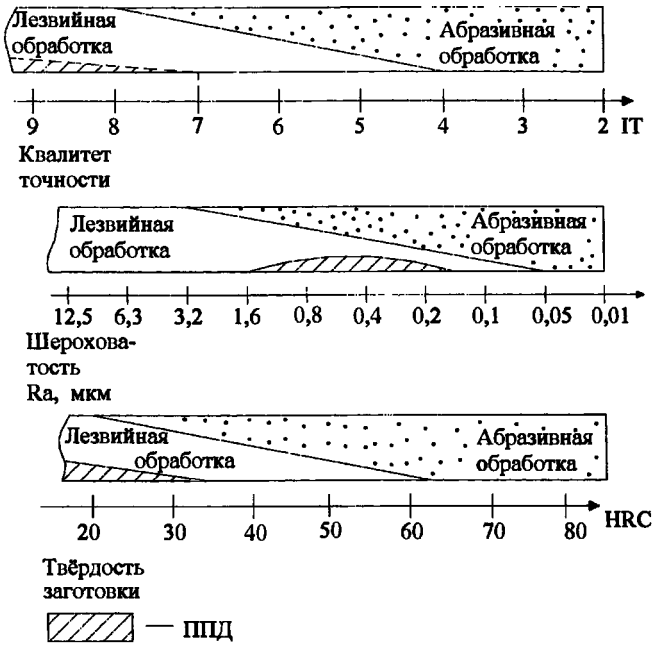


Рис. 4

Классификация методов механической обработки

Методы механической обработки классифицируют (рис. 5) по трем признакам: виду инструмента, типу обрабатываемой поверхности и качеству.

Название метода, как правило, содержит (или же подразумевает) все три признака. Например: черновое точение (резцом) цилиндра или тонкая расточка отверстия (расточным резцом с высокой точностью). Иногда название метода выражают одним словом, например сверление. При этом подразумевают, что инструмент — сверло, поверхность — отверстие, качество — невысокое.

Рис. 5.

Примечание. 1 — инструментальная сталь (1875 г., Муше, Франция), в том числе:

1а — легированные инструментальные стали с хромом, марганцем и т. д.; 2 — быстрорежущая сталь — БРС (1900 г., Тейлор, США): 2а — с легирующими элементами: молибден, кобальт, ванадий и т. д.; 2б — полученная по технологии порошковой металлургии; 3 — твердый сплав (1907 г., Хеинес, Германия), в том числе: 3а — с многослойными покрытиями; 4 — минералокерамика (1950 г., Япония), в том числе: 4а — керамика с добавками металлов в виде карбидов, нитридов, оксидов вольфрама, титана, молибдена и т. д. — керметы; 5 — синтетические алмазы (1951 г., Швеция, США) — композиты; 6 — новые материалы — нанокристаллические покрытия и т. п.

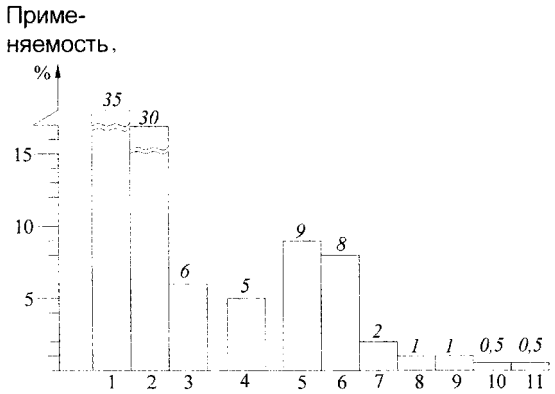
Рис. 6

Разделение методов обработки по применяемому инструменту

Инструмент является главным признаком классификации, так как определяет производительность и надежность методов обработки. Например, производительность напрямую зависит от скорости резания, допускаемой инструментом. Взаимосвязь скорости резания и материала инструмента представлена диаграммой (рис. 6), выражающей динамику и историю развития инструментальных материалов.

Применяемость инструментальных материалов

Для лезвийных инструментов имеет место следующее соотношение применяемости материалов в общем машиностроении: 60—70 % — БРС; 20—30 % — твердые сплавы; 5—10 % — остальные материалы. Большая доля БРС объясняется ее высокой прочностью и невысокой стоимостью инструмента, а твердого сплава — высокими режущими свойствами, обеспечивающими объем срезаемой стружки, не уступающий объему для БРС.



1 — цилиндрические поверхности; 2 — отверстия; 3 — плоскости; 4 — фасонные поверхности; 5 — наружная резьба; 6 — внутренняя резьба; 7 — цилиндрические зубья; 8 — конические зубья; 9 — червячные зубья; 10 — наружные шлицы; 11 — внутренние шлицы

Рис. 7

Разделение методов по типу обрабатываемой поверхности

При проектировании заданную поверхность принимают в качестве основы входных исходных данных. В автомобилестроении различают 11 типовых поверхностей, условно разделяемых на три группы:

— простые одноразмерные (наружные цилиндрические, отверстия и плоскости);

— фасонные;

— сложные многоразмерные (резьба, зубья, шлицы).

Применяемость типовых поверхностей в автомобилестроении

Она представлена в процентах диаграммой на рис. 7.

Из рис. 7 следует, что наиболее применяемыми являются две поверхности — наружная цилиндрическая и отверстие, которые широко используются в машиностроении в соединениях вал—втулка и являются наиболее технологичными в обработке.

Разделение методов по качеству обработки

Этот признак зависит от припуска и режимов обработки, он влияет на применяемый тип инструмента, оборудования и приспособлений.

Модульные технологии

Они разработаны с целью научно-обоснованного ранжирования современных методов и способов механической обработки и выбора оптимального технологического решения.

В основе модульных технологий лежит принцип: каждая типовая поверхность подлежит обработке определенным набором методов и способов. Этот набор может быть представлен в виде технологического модуля. В соответствии с разработанной классификацией методов обработки всего таких модулей 11.

Самым неопределенным из них является модуль фасонных поверхностей. Эти поверхности, безусловно, включают в себя поверхности типа "ласточкиного хвоста", Т-образного паза, конусного отверстия, но, кроме того, и еще множество цилиндрических поверхностей, отверстий и плоскостей усложненной формы — радиусной или сферической, ступенчатой и т. п. Поэтому в данном модуле часто используют один из наиболее подходящих модулей указанных простых поверхностей.

Каждый модуль содержит технологическую характеристику методов обработки определенной поверхности.

Технологические характеристики методов обработки

Они приведены в табл. 4 для четырех модулей, из которых три даны для типовых простых поверхностей и один — для фасонных, а в табл. 5 — для семи модулей сложных поверхностей.

В табл. 4 указаны 35 различных методов обработки, в том числе 12 доминирующих и 23 номинальных, включающих примерно 200 способов. В ней приведены также размерный диапазон обрабатываемых поверхностей, рациональный припуск под обработку и процент применяемости каждого метода.

В табл. 5 указаны 42 различных метода (или сочетаний методов) обработки, в том числе 13 доминирующих и 29 номинальных, включающих примерно 200 способов. В ней даны также диапазон диаметров D и (или) модулей m и процент применяемости методов.

Для модулей сложных поверхностей часто стоит задача оптимизации сочетаний методов обработки.

В зависимости от процента применяемости в каждом модуле выделяют доминирующие (предпочтительные) и номинальные методы обработки.

В табл. 4 и 5 примерное число способов обработки определялось с помощью данных, полученных на основе анализа узкоспециализированной справочной литературы [1, 2, 3].

Влияние размерного фактора (диаметра) на число возможных методов обработки

На рис. 8 показано влияние диаметра (на основе анализа данных табл. 4) на число методов обработки цилиндрических поверхностей и отверстий. Представленные техноло-

Таблица 4

Модуль	**Доминирующие** и номинальные методы обработки	Количество способов обработки	Диапазон диаметров D или $B \times L$, мм	Припуск на сторону, мм	Применяемость, %
Цилиндрические поверхности (валы)	**Точение**	12	**1—10 000**	0,1—20	**70**
	Шлифование	8	**2—2000**	0,03—1	**24**
	Фрезерование	4	20—100	0,1—3	1
	Суперфиниширование	2	10—1000	10—50 мкм	1
	Полирование	2	5—1000	—	2
	Обкатывание	4	10—2000	—	1
	Выглаживание	12	10—2000	—	1
Отверстия	**Сверление**	12	**0,5—50**	0,1—15	**50**
	Зенкерование	2	**6—300**	0,2—4	**15**
	Развертывание	6	**3—200**	0,01—0,5	**15**
	Зенкование	2	5—50	0,5—4	1
	Цекование	4	10—80	0,1—2	1
	Растачивание	4	4—2000	0,05—5	6
	Шлифование	8	6—1000	0,03—0,7	6
	Протягивание	6	5—200	0,05—2	3
	Хонингование	2	5—300	0,01—0,1	1
	Притирка	2	5—1000	1—30 мкм	1
	Раскатывание	2	10—200	—	1
Плоскости	**Фрезерование**	8	**3000×10 000**	0,1—5	**50**
	Шлифование	8	**1000×6000**	0,03—1	**20**
	Точение торцов	3	**До 10 000**	0,1—5	**18**
	Разрезание пилами	3	До 1500	—	2
	Протягивание	5	200 × 150	0,05—3	4
	Строгание	2	3000 × 10 000	0,1—20	4
	Притирка	6	3—1000	1—30 мкм	1
	Шабрение	2	3000×3000	—	1
Фасонные поверхности	**Фрезерование**	12	**3000×10 000**	—	**30**
	Точение	6	**До 10 000**	—	**25**
	Осевыми инструментами	12	**До 500**	—	**15**
	Шлифование	4	**3000 × 10 000**	—	**12**
	Строгание	2	3000 × 10 000	—	3
	Долбление	4	До 1000	—	1
	Притирка	6	До 1000	—	2
	Листовая вырубка	2	δ до 10	—	10
	ФТО	2	—	—	2

Примечание. B и L — ширина и длина обрабатываемой поверхности; δ — толщина листа.

Таблица 5

Базовый модуль	**Доминирующие** и номинальные методы обработки	Количество способов обработки	Диапазон диаметров D и (или) модулей m, мм	Применяемость, %
Наружная резьба	**Накатывание**	20	**D = 3—250**	**85**
	Нарезание головками	8	**D = 3—200**	**10**
	Точение	10	D = 1—1000	2
	Фрезерование	8	D = 20—200	1
	Круглыми плашками	4	D = 1—100	1
	Шлифование	6	D = 2—1000	1
Внутренняя резьба	**Нарезание: метчиками,**	8	**D = 0,25—300**	**60**
	гаечными метчиками,	4	**D = 3—30**	**30**
	головками	4	D = 32—300	1
	Накатывание: метчиками,	2	D = 2—20	1
	головками	4	D = 32—200	0,5
	Точение	4	D = 3—2000	2
	Фрезерование	3	D = 5—200	2
	Протягивание	3	D = 14—120	0,5
	Шлифование	4	D = 10—500	2
	Выдавливание	4	D = 5—100	0,5
	Притирка	2	D = 5—200	0,5
Цилиндрические зубья	**Фрезерование**	14	**m = 0,1—50**	**20**
	Фрезерование-шевингование	2	**m = 0,3—10**	**60**
	Долбление	6	m = 0,1—12	10
	Фрезерование-прикатывание	2	m = 0,5—5	1
	Шлифование	4	m = 1—10	3
	Фрезерование-шлифование	4	m = 3—12	3
	Фрезерование-хонингование	2	m = 2—8	3
Конические зубья	**Фрезерование**	4	**m = 0,5—12**	**40**
	Нарезание головками	6	**m = 1—8**	**40**
	Строгание	2	m = 1—20	5
	Круговое протягивание	2	m = 1—6	2
	Шлифование	2	m = 2—6	1
	Притирка	4	m = 2—8	2
Зубья червяков	**Точение**	5	m = 1—25	**50**
	Фрезерование	3	m = 1—25	**44**
	Шлифование	2	m = 1—25	5
	Накатывание	2	m = 1—3	1
Наружные шлицы	**Фрезерование**	4	**D = 4—500; m = 0,5—10**	**70**
	Накатывание	6	**D = 4—200; m = 0,5—6**	**15**
	Строгание, долбление	5	D = 20—500; m = 2—10	3
	Шлифование	3	D = 4—500; m = 0,5—10	2
Внутренние шлицы	**Протягивание**	4	**D = 4—200; m = 0,5—4**	**90**
	Долбление	2	D = 20—500; m = 2—10	9
	Прошивание	2	D = 20—100; m = 2—4	1

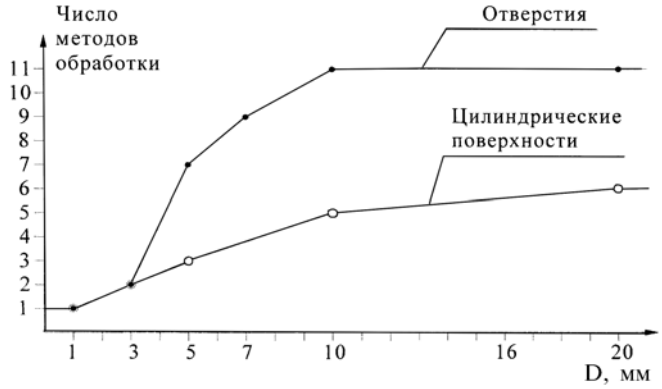
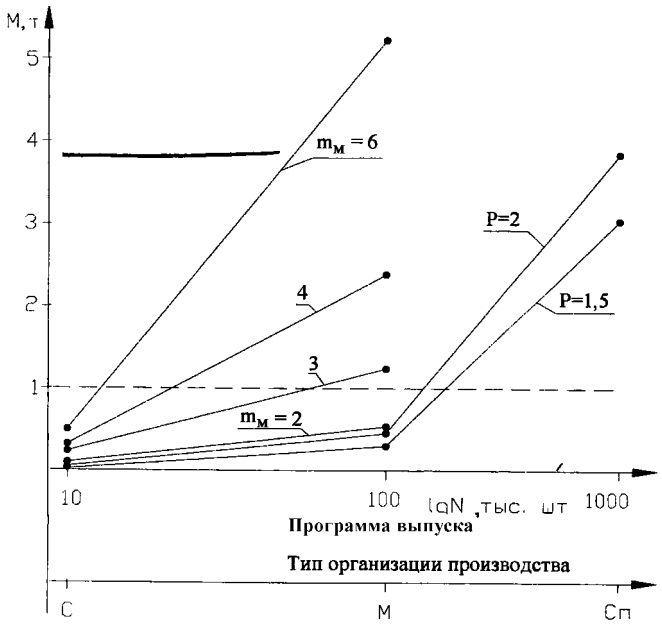
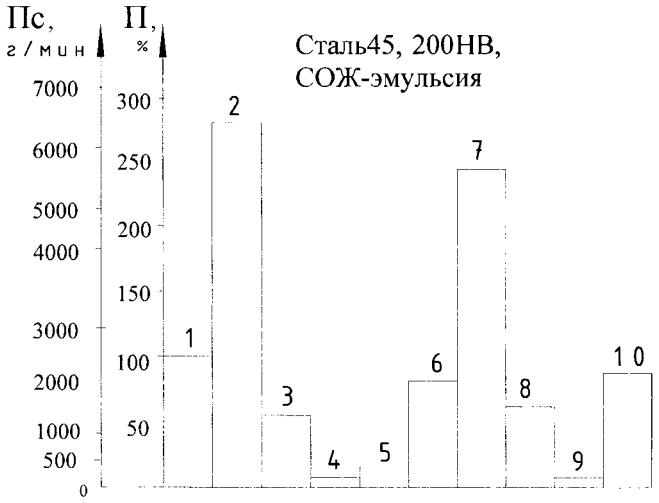


Рис. 8



Для зубьев: ширина зубьев b = 10 m; D = 100 мм.
Для резьб: $P = 2$; $d = 20$ мм, $l = 3$ d, $P = 1{,}5$; $d = 10$ мм; $l = 3$ d

Рис. 9



1 — точение; 2 — торцевое фрезерование; 3 — фрезерование цилиндрической фрезой; 4 — фрезерование концевой фрезой; 5 — сверление; 6 — зенкерование; 7 — протягивание; 8 — строгание; 9 — нарезание наружной резьбы многогребенчатой головкой; 10 — фрезерование червячной фрезой

Рис. 10

гические характеристики используют при проектировании технологических процессов.

Из рис. 8 следует, что в большинстве случаев каждая поверхность может быть обработана несколькими конкурирующими методами. При этом предпочтение обычно отдают методу, обеспечивающему наибольшую производительность съема металла.

Оценка методов накатывания сложных поверхностей по критерию металлоемкости

Этот критерий используют для определения оптимальности применения методов холодного или горячего накатывания при обработке пластичных материалов. Для холодного накатывания материал должен иметь коэффициент относительного удлинения $\delta \geqslant 8$ %.

Для обоснованного выбора метода накатывания необходимо рассчитывать объем и массу металла в зависимости от размеров зубьев или резьбы, а также программы выпуска деталей, связанной с типом организации производства. Исходя из практического опыта, экономия металла должна быть не менее 1 т.

Взаимосвязь размеров обрабатываемых поверхностей (диаметров D или d, модулей m, шагов P и длины L) и массы сэкономленного металла М представлена на рис. 9 на примере обработки цилиндрических зубьев и метрических резьб наиболее применяемых размеров в условиях серийного (С), массового (М) и специализированного (Сп) производства. Из графика следует, что, с точки зрения экономии металла, применение методов накатывания целесообразно лишь в условиях массового и специализированного производства при обработке крупношаговых и крупномодульных резьб и зубьев.

Производительность съема металла для методов лезвийной обработки

На диаграмме (рис. 10) представлена максимально возможная производительность съема металла (г/мин) в условиях специализированного производства и соотношение производительности П (%) для десяти черновых методов лезвийной обработки.

Для каждого метода использовались максимально допустимые режимы резания, характерные для черновой обработки. Наибольшая производительность достигается при методах торцевого фрезерования 2 и протягивания 7. Это объясняется наличием большого числа режущих зубьев.

Наиболее применяемый метод обработки — точение 1 занимает 3-е место по производительности, которая принята здесь за 100 %.

Сравнительно высокая производительность объясняется в данном случае применением жесткого крупногабаритного резца, оснащенного твердым сплавом, а также открытостью рабочей зоны, способствующей надежному отводу стружки.

На 4-м месте находится метод зубофрезерования 10 червячной (многозубой) фрезой, на 5-м — метод зенкерования 6, выполняемый 4—6-зубым инструментом.

Далее по мере уменьшения производительности (в 5—10 раз) методы располагаются так: строгание 8, фрезерование цилиндрической фрезой 3, сверление 5, фрезерование концевой фрезой 4 и нарезание наружной резьбы многогребенчатой головкой 9.

Итак, съем металла черновыми методами лезвийной обработки составляет 0,1—6,5 кг/мин. Для сравнения максимальная производительность обдирки слитков наружным шлифованием может доходить до 4 кг/мин,

Таблица 6

Методы механической обработки	Применяемость обработки, %
1. Точение	28
2. Обработка осевыми инструментами (сверление, зенкерование, зенкование, цекование, развертывание)	22
3. Шлифование, притирка, хонингование, суперфиниширование, полирование	18
4. Резьбообработка	10
5. Обработка зубьев, шлицев	6
6. Фрезерование	5
7. ППД	6
8. Протягивание	2
9. Строгание, долбление, опиливание, шабрение и т. д. (малоприменяемые)	3

но этот процесс является весьма энергоемким и экологически неблагоприятным.

Применяемость основных методов механической обработки

На производстве она зависит от двух взаимовлияющих критериев: качества и производительности. Применяемость в процентном соотношении для основных методов механической обработки представлена в табл. 6 (для автомобилестроения).

Из табл. 6 следует, что при механической обработке наиболее предпочтительными являются методы точения и обработки осевыми инструментами, как правило, являющимися наиболее доступными и экономичными для производства.

Оптимизация способов механической обработки

Способ механической обработки является одной из нескольких разновидностей метода. Он отражает результаты различного взаимодействия элементов технологической системы СПИД.

Способы обработки проявляются в применении различных типов инструментов, станков (отличающихся по кинематике и компоновке), приспособлений (в том числе устройств, обеспечивающих интенсификацию обработки) и заготовок, а также режимов обработки.

Способы отличаются между собой по достигаемой точности, шероховатости, производительности и соответственно себестоимости обработки. Поэтому в процессе проектирования необходимо иметь технологические характеристики способов применительно к обработке заданной поверхности, а также соответствующие схемы обработки и описания. Такие данные получают на основе анализа узкоспециализированной справочной литературы [1, 2, 3].

В этих характеристиках дается сравнительная количественная оценка способов обработки по технологичности, обрабатываемости, припускам, твердости и коэффициентам относительного удлинения материала заготовки, параметрам качества конкретной обрабатываемой поверхности, в том числе точности взаимного расположения поверхностей (ВРП), а также рекомендуемый тип организации производства. Иногда характеристику способов составляют по одному, наиболее важному параметру.

Пример 1. Требуется обработать отверстия диаметром 10 мм с заданным расположением осей.

Для этого составляют таблицу с технологическими возможностями различных методов и способов обработки по данному параметру (ВРП) (табл. 7).

На основе данных табл. 7, выбирают оптимальный из возможных методов обработки.

Пример 2. Требуется получить заданную шероховатость Ra поверхности.

Для этого при лезвийной обработке применяют различные способы с соответствующими подачами *S*, что показано на примере способа продольного точения в (табл. 8).

В случае использования абразивной обработки шлифовальными кругами применяют различную зернистость абразивного материала (табл. 9).

С учетом применения различных способов интенсификации (нагрева, вибрационных и ультразвуковых колебаний, ударно-импульсных воздействий и т. п.) общее число способов механической обработки свыше 500.

Таблица 7

Метод (способ) обработки отверстий	Точность ВРП осей, мм
Сверление по разметке (после кернения)	± 0,20
Сверление с применением кондуктора с направляющими втулками	± 0,15
Сверление на ЧПУ (с коротким вылетом)	± 0,05
Развертывание с применением высокоточных кондуктора и направляющих втулок	± 0,04
Координатная расточка	± 0,02
Координатное шлифование	± 0,01

Таблица 8

Способ лезвийной обработки	Ra, мкм	*S*, мм/об
Черновая	50 25 12,5	Св. 2,5 1,5—2,5 0,8—1,5
Получистовая	6,3 3,2	0,5—0,8 0,3—0,5
Чистовая	1,6 0,8	0,1—0,3 0,05—0,01

Таблица 9

Способ абразивной обработки	Ra, мкм	Зернистость
Черновое шлифование	0,80 0,50—0,80	40 32
Чистовое шлифование	0,38—0,50 0,25—0,38	25 16
Тонкое шлифование	0,10—0,20	М10—М5
Притирка, доводка	0,05—0,10 0,025—0,05	М5—М3 М3—М1

Способ считают оптимальным при условии получения заданных качества поверхности, производительности, минимальной себестоимости обработки и сроков исполнения.

Алгоритм выбора оптимального метода и способа обработки

Схема алгоритма выбора метода обработки представлена на рис. 11. Он включает в себя несколько этапов работы.

Вначале формируют исходные данные, включающие чертеж детали с характеристикой обрабатываемой поверхности, программу выпуска, срок изготовления и конкретную ситуацию по техническим возможностям предприятия (по оборудованию, оснастке и квалификации персонала).

Затем последовательно для каждой из обрабатываемых поверхностей, начиная с наиболее ответственной (исполнительной) поверхности детали, реализуют разработанный алгоритм.

Безусловным критерием выбора метода обработки является точность. Если этому критерию отвечают два или несколько методов обработки, то предпочтение из них отдают тому, который обеспечивает определенный запас по точности (25—30 % от заданного поля допуска). Именно такие требования технологи часто предъявляют при приемке вновь изготовляемых станков.

Рис. 11

Если критерию точности отвечают многие методы обработки, то при выборе оптимального метода используют другой важный (для конкретного случая) критерий, для чего процедуру оптимизации повторяют.

Важным критерием оптимизации для условий серийного производства является гибкость метода. Гибкость метода обработки тем больше, чем шире у него технологические возможности по числу типов и размерному диапазону обрабатываемых поверхностей.

Анализ конкретной производственной ситуации тоже иногда приводит к необходимости повторения процедуры оптимизации.

Использование предложенного алгоритма позволяет в 5—10 раз сократить трудоемкость проектирования методов обработки.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Якухин, В. Г.** Оптимальная технология изготовления резьб [Текст] / В. Г. Якухин. — М., Машиностроение, 1985.
2. **Калашников, А. С.** Технология изготовления зубчатых колес [Текст] / А. С. Калашников. — М.: Машиностроение, 2004.
3. **Справочник.** Режимы резания металлов [Текст]. М.: НИИТавтопром, 1995.

Встраиваемый светофорный контроллер "Tranc"

Встраиваемый светофорный контроллер (СК) "TRANC" представляет собой четырехканальный СК, размещаемый внутри светофора или рядом. Контроллер помимо устройства управления светофорной секцией имеет адресный приемопередатчик по силовым линиям. СК "TRANC" и светофор образуют интеллектуальный светофор (ИС).

За счет обмена по силовым линиям на светофорном объекте формируется локальная группа ИС. Она синхронизирует и координирует работу с целью надежного и правильного выполнения программы.

На одном светофорном объекте можно объединить до 36 ИС (144 канала), включая детекторы и датчики, которые обеспечивают адаптивный режим работы, и иные электрические устройства, оснащенные СК.

Пользователь на персональном компьютере задает временные параметры и режим работы. Компьютер формирует индивидуальные программы работы для каждого ИС на объекте.

Локальные группы ИС (ИС-объекты) могут быть связаны между собой, а также с центральным пультом управления по двухпроводной магистрали или радиоканалу для контроля состояния светофорных объектов, а также для синхронизации работы всех ИС объектов.

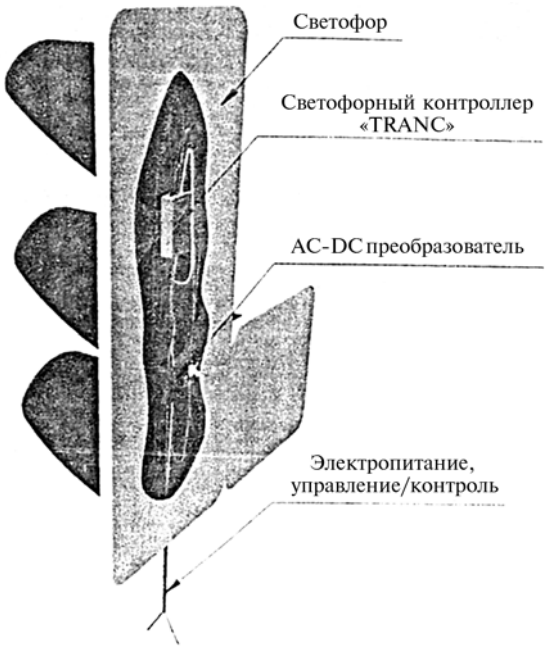
Каждый ИС может быть укомплектован стабилизированным источником питания светодиодных светофорных секций, регулируемым программно (12—48 В). Максимальная выходная мощность источника питания составляет 100 Вт.

Комплекс, основанный на ИС, по сравнению с существующими устройствами упрощает сборку и техническое обслуживание и уменьшает их стоимость, повышает надежность работы ИС объекта благодаря сокращению числа соединяющих проводов, контактных соединений и утечек, исключает конфликтные ситуации.

СК "TRANC" соответствуют требованиям ГОСТ 34.401.

Для одного перекрестка с четырьмя транспортными направлениями требуется четыре СК, установленных в четырех сдвоенных ИС.

Гаранты вашей безопасности на дороге



Основные технические данные

Число независимых управляемых каналов одного контроллера, максимально	4
Число контролируемых каналов, максимально	8
Сила тока суммарного в любой момент времени, максимальная, А	5
Сила тока в нагрузке одного канала, максимальная, А	2
Число регулируемых фаз движения, максимально	8
Число программ, находящихся в памяти контроллера, максимально	10
Количество ИС на одном светофорном объекте, максимальное	36
Выходное напряжение встроенного источника питания светофоров, В	12—48
Диапазон рабочих температур, °С	−40—+70
Размеры, мм	25 × 70 × 30
Масса, кг	0,15

Устройство "АВТОКАМ"

Устройство "Автокам" представляет собой информационную систему, которая обеспечивает постоянный мониторинг дорожной обстановки, предупреждает и фиксирует опасные и аварийные ситуации.

Оно рассчитано на эксплуатацию в легковых и грузовых автомобилях любого типа, автобусах и транспортных средствах специального назначения.

Это компактное электронное устройство, включающее цифровую видеокамеру, запоминающее устройство, датчики вертикальных и горизонтальных перегрузок, а также системы слежения за объектами на дороге, совмещенные в одном блоке массой 100 г.

Основные функции устройства

Регистрация событий, предшествующих и сопутствующих аварийной ситуации. Во встроенной памяти устройства сохраняется запись десяти внештатных ситуаций: за 14 с, предшествующих внештатному событию, и за 6 с, следующих за ним.

Предупреждение водителя при приближении к продольным линиям дорожной разметки или их пересечении. Устройство обеспечивает эффективное предупреждение развития аварийных ситуаций, связанных с изменением направления движения при маневрировании.

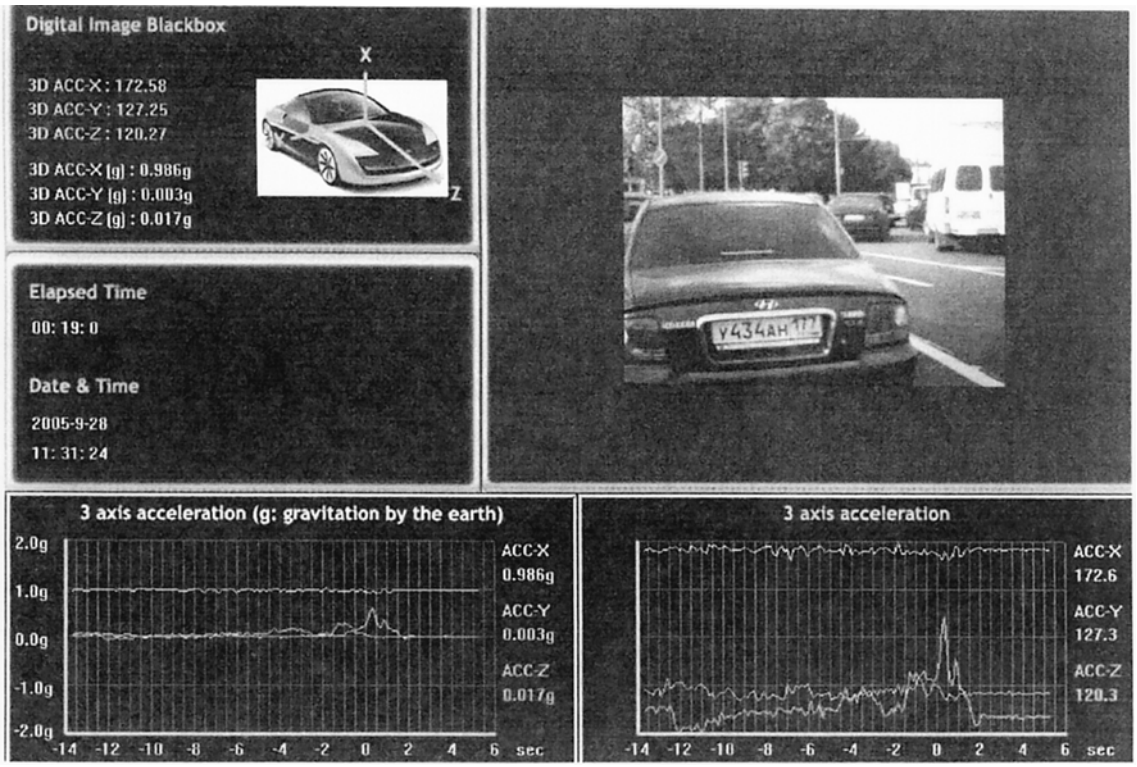
Предупреждение водителя о начале движения автомобиля, следующего впереди. Устройство помогает водителю при движении в плотном потоке транспорта в режиме Stop & Go.

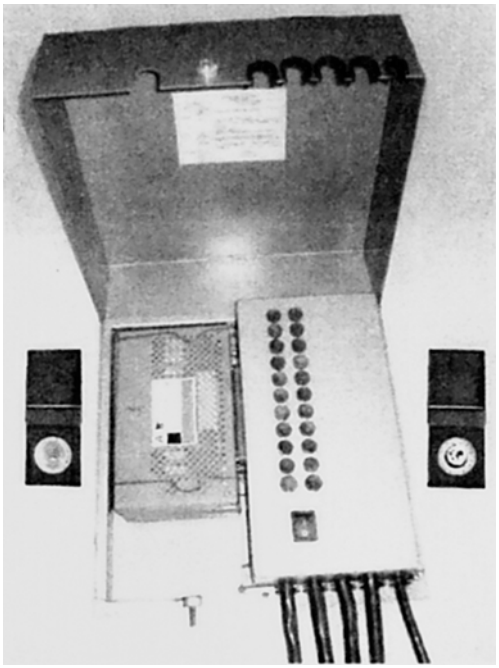
Устройство поставляется в комплектации, рассчитанной на самостоятельную упрощенную установку в салоне автомобиля с питанием через штатное гнездо прикуривателя, либо в комплектации, рассчитанной на установку в условиях специализированного автомобильного сервиса, со скрытой прокладкой линии питания устройства.

Управление прибором и его настройками осуществляется с помощью компактного дистанционного пульта.

При необходимости использования записанной устройством информации в составе доказательной базы по ДТП файлы, включающие видеоизображение, соответствующие ему графики перегрузок и хронометраж событий, переписываются на цифровой носитель, позволяющий провести демонстрацию на компьютерной технике при разборе обстоятельств ДТП.

Окно программы дешифрации данных АВТОКАМ





Перепрограммируемый дорожный контроллер серии "ТАКТ"

Предназначен для круглосуточного управления в жестких климатических условиях светофорными объектами любого типа и конфигурации, многопозиционными дорожными знаками, управляемыми указателями скорости, выносным пультом управления и табло вызывным пешеходным.

Может использоваться со светофорами (светодиодными или ламповыми), рассчитанными на питание переменным током напряжением от 36 до 250 В или постоянным током напряжением до 48 В (переключение напряжений питания осуществляет пользователь программно-аппаратным способом), допускает смешанное включение светофоров разных типов (светодиодные или ламповые) одного напряжения питания.

Контроллер может работать в следующих режимах:

- автономный (или адаптивный при наличии соответствующих датчиков);
- ручной — переключение фаз при помощи переносного пульта управления по радиоканалу;
- локальный — синхронная работа нескольких контроллеров, использующих в качестве каналов связи линии уличного освещения;
- централизованное диспетчерское управление, использующее в качестве каналов передачи данных существующие электрические сети уличного освещения.

Формирование графика работы светофорного объекта осуществляется на компьютере. Сформированный график через адаптер переписывается в съемный модуль контроллера МК.

В зависимости от сложности светофорного объекта дорожный контроллер "ТАКТ" может комплектоваться одним или двумя съемными модулями МК по 12 каналов каждый, а при координированном управлении — модулем связи МС.

В контроллере "ТАКТ" используется "мягкое" включение нагрузки. Имеется защита от перегрузки по каждому каналу.

В каждом модуле МК имеется многоцветный индикатор, позволяющий пользователю определить состояние работы контроллера, номер неисправного или конфликтного канала, работу часов и др.

Контроллер имеет сертификат соответствия N РОСС RU. МТ18.Н00392 (ОС Безопасность дорожного движения) ДК "ТАКТ20", соответствует ГОСТ 34.401.

Контроллер награжден:

- золотой медалью и дипломом IV Московского международного салона инноваций и инвестиций;
- медалью качества ассоциации ARCCJ "For high quality. New millenium";

Контроллер — дипломант программы "100 лучших товаров России" и других конкурсов.

Основные технические данные

Максимальное количество независимых управляющих цепей	24
Максимальное количество контролируемых по току в нагрузке цепей	16
Суммарная максимальная сила тока, А	16
Максимальная сила выходного тока одной силовой цепи, А	3
Минимальная сила контролируемого тока в одной силовой цепи, А	0,10
Максимальное количество регулируемых фаз	8
Количество программ в памяти контроллера	Не менее 8
Максимальное количество обслуживаемых направлений	15
Напряжение электропитания контроллера, В	85—250
Потребляемая мощность контроллером, Вт	Не более 15
Размеры, мм	Не более 380 × 400 × 130
Масса, кг	Не более 15

Общегородская система управления дорожным движением СУ "ТАКТ"

Назначение системы

Увеличение эффективности использования дорожно-уличной сети.

Координированное управление, снижение задержки транспорта на перекрестках.

Повышение скорости сообщения и безопасности движения.

Оздоровление экологической обстановки.

Повышение оперативности управления движением и контроля за состоянием технических средств организации дорожного движения.

Дополнительные функции:

организация с диспетчерского пульта зеленой улицы для специального транспорта,

подключение к системе детекторов скорости и учета транспорта,

создание адаптивных систем управления объектом и иных новых функций по предложениям заказчика и пользователя.

Каналы связи, используемые в СУ "ТАКТ"

Предлагается к применению два самых передовых высокоскоростных способа связи, не требующих прокладки физических линий, либо их комбинация.

1. Использование беспроводной технологии передачи данных на базе MESH-сети в ISM диапазоне или в ведомственном диапазоне.

2. Использование модема высокоскоростной связи по электрическим сетям уличного освещения с образованием сети передачи данных.

*(Материал подготовлен **И. А. Хороманской**)*

Автозавод "Урал" "Группы ГАЗ" в 2007 году увеличил объем производства почти на 60 процентов

Автомобильный завод "Урал" "Группы ГАЗ" в ушедшем году увеличил объем производства на 58,3 % — до 15 751 грузовых автомобилей.

Впервые за последние полтора десятилетия автозавод "Урал" вернулся к двусменному режиму работы, увеличив ежесуточный темп сборки до 70 грузовиков — против 35 автомобилей в январе 2007 г.

Существенно больше на конвейере стало представителей новой гаммы — дорожных автомобилей. Сегодня их собирается 70—100 шт. ежемесячно. За два года выпущено более 1200 дорожных грузовых автомобилей "Урал". Стали появляться первые образцы спецтехники на базе "дорожников": автобетоносмесители, цистерны и автокраны.

Активно развивалась и полноприводная тематика. На выставке в Москве были представлены сразу два новых внедорожника, один из них — "Урал-4320-48" — стал лучшим специализированным автомобилем выставки, — отметил генеральный директор автомобильного завода "Урал" "Группы ГАЗ" Виктор Корман.

По-прежнему востребованы миасские грузовые автомобили и силовыми структурами. Более 150 "Уралов" приняли участие в масштабных учениях "Мирная миссия-2007", а для внутренних войск автомобили лично принимал министр внутренних дел Рашид Нургалиев. 14 "Уралов" приступили к службе в 46-й бригаде оперативного назначения внутренних войск МВД России. Юбилей отметило производство спецтехники, которое выпустило 3000-й вахтовый автобус "Урал".

Социальные расходы автозавода (благотворительность, социальный заказ, выплаты по колдоговору и организация культурно-массовых и спортивных мероприятий) составили 163,9 млн руб. Средний уровень заработной платы в конце 2007 г. составил 16 200 руб.

Пресс-центр ОАО «АЗ "Урал"»

А. В. Козлов,
ВГУП "НАМИ"

Энергетическая и эколого-экономическая эффективность применения биодизельного топлива в полном жизненном цикле

Изложены результаты исследований энергетической и эколого-экономической эффективности использования биодизельного топлива в полном жизненном цикле по сравнению с дизельным топливом.

Человечество ищет пути выхода из экологического и энергетического кризиса. По мере истощения запасов нефти и природного газа все больший интерес вызывают возобновляемые источники энергии. В двигателях внутреннего сгорания могут использоваться биотоплива, получаемые из биомассы. Наибольший интерес для условий Российской Федерации представляет биодизельное топливо. Биодизельное топливо обладает целым рядом преимуществ в сравнении с дизельным топливом нефтяного происхождения: более высокое цетановое число, исключительно низкое содержание серы, безвредность для окружающей среды, снижение выбросов CO, CH и частиц при работе дизеля, парниковых газов (с учетом поглощения CO_2 из окружающей среды в период роста биомассы).

Представляет интерес количественная оценка эффективности применения биодизельного топлива в дизелях с учетом затрат энергии, выбросов вредных веществ и экономики использования этого вида альтернативных топлив. В современных условиях целесообразно оценивать эффективность применения биотоплив в полном жизненном цикле [3, 4].

Проведенный анализ литературных данных и данных экспериментальных исследований позволил выбрать для анализа несколько вариантов топлив: смесевые топлива, содержащие различное количество биодизельного топлива и биодизельное топливо в чистом виде. Ниже рассматриваются два вида биотоплив, потенциально применимых для условий Российской Федерации: из рапсового масла и из соевого масла (табл.1).

В анализ для сопоставления включено также традиционное нефтяное дизельное топливо.

На основании математической модели материальных и энергетических потоков, а также методик расчета ущерба, наносимого окружающей среде, и расчета экономической эффективности применения биотоплив [1, 2] были проведены расчеты показателей в полном жизненном цикле для всех выбранных вариантов топлива. В ходе расчетов были определены: расход невозобновляемых природных ресурсов; расход энергии; выброс вредных веществ в окружающую среду; ущерб, наносимый окружающей среде; экономические затраты на реализацию жизненного цикла топлива.

Все представленные ниже результаты оценки полного жизненного цикла для удобства сравнения вариантов отнесены на 1 кВт • ч работы, производимой дизелем.

Исходные данные для расчетов

Принято, что дизель удовлетворяет требованиям норм Евро-2 для двигателей автомобилей полной

Таблица 1

Варианты топлив для проведения анализа жизненного цикла

Вариант топлива	Условное обозначение
Смесь: 20 % биодизельного топлива из сои и 80 % дизельного топлива	Б20 (соя)
Смесь: 50 % биодизельного топлива из сои и 50 % дизельного топлива	Б50 (соя)
Биодизельное топливо из сои	Б100 (соя)
Смесь: 20 % биодизельного топлива из рапса и 80 % дизельного топлива	Б20 (рапс)
Смесь: 50 % биодизельного топлива из рапса и 50 % дизельного топлива	Б50 (рапс)
Биодизельное топливо из рапса	Б100 (рапс)

Таблица 2

Показатели дизеля при работе на дизельном топливе (по испытательному циклу в соответствии с Правилами № 49 ЕЭК ООН)

Показатель	Величина, г/(кВТ • ч)
Удельный расход топлива	240
Выброс CO	4
Выброс CH	1,1
Выброс NO_x	7
Выброс PM	0,15
Выброс SO_2	0,12
Выброс CO_2	773,3
Выброс CH_4	0,025

массой более 3,5 т (Правила № 49 ЕЭК ООН), действующим в настоящее время в Российской Федерации. Показатели дизеля, работающего на дизельном топливе, представлены в табл. 2.

При оценке стадии эксплуатации полного жизненного цикла использовались показатели двигателей в 13-ступенчатом испытательном цикле в соответствии с Правилами 49 ЕЭК ООН. Было принято, что при конвертации двигателей для работы на биотопливах обеспечивалась такая же мощность на режимах испытательного цикла, как и при работе на нефтяном топливе.

Показатели силовых установок при использовании различных видов топлив в дизеле представлены в табл. 3. Показатели были получены на основе экспериментальных исследований и литературных данных и заданы в процентах по отношению к дизелю (принятому за 100 %), работающему на дизельном топливе.

Для расчета экономических показателей альтернативных топлив использовались следующие величины стоимости топлив (на 01.01.2007 г.), полученные на основе анализа рыночных цен: дизельное топливо — 17,4 руб./л, биодизельное топливо — 10 руб./кг (8,8 руб./л).

В расчетах принято, что дизель работает на смесевых и чистых биодизельных топливах без какого-либо изменения конструкции и имеет тот же ресурс, что и при работе на дизельном топливе. Заправка производится с использованием существующей инфраструктуры для дизельного топлива.

Таблица 3

Относительные показатели использования альтернативных топлив в дизеле

Характеристики вариантов	Б20 (соя)	Б50 (соя)	Б100 (соя)	Б20 (рапс)	Б50 (рапс)	Б100 (рапс)
КПД	100	100	100	100	100	100
Выброс CO	87	78	56	91	78	55
Выброс CH	89	72	44	87	67	37
Выброс NO_x	101,2	103	106	101,5	103	106
Выброс PM	82	70	45	88	75	55
Выброс SO_2	80	50	5	80	50	5
Выброс CH_4	100	100	100	100	100	100

Таблица 4

Показатели топлив в полном жизненном цикле

Показатель	Дизтопливо	Б20 (соя)	Б50 (соя)	Б100 (соя)	Б20 (рапс)	Б50 (рапс)	Б100 (рапс)
Расход ресурсов, г/(кВт • ч):							
уголь	2,9	2,4	1,6	0,0	2,4	1,6	0,0
нефть	253,8	214,2	151,5	37,2	212,8	147,7	28,1
природный газ	8,2	21,5	42,5	80,9	18,2	34,1	63,2
Всего	264,9	238,1	195,6	118,1	233,4	183,3	91,3
Расход энергии, МДж/(кВт • ч)	13,4	13,8	14,6	15,9	13,6	14,0	14,7
Выброс, г/(кВт • ч):							
CO	4,52	4,07	3,84	3,17	4,15	3,62	2,67
CH	2,08	1,96	1,78	1,50	1,81	1,40	0,73
NO_x	7,49	7,78	8,24	9,05	7,81	8,26	9,09
PM	0,30	0,26	0,22	0,15	0,31	0,32	0,35
SO_2	1,23	1,05	0,77	0,27	1,01	0,66	0,04
CO_2	865,63	752,64	573,78	247,76	742,85	547,77	189,83
CH_4	0,74	0,76	0,78	0,82	0,61	0,41	0,04

Таблица 5

Результаты технико-экономической оценки биотоплив в полном жизненном цикле

Показатель	Дизтопливо	Б20 (соя)	Б50 (соя)	Б100 (соя)	Б20 (рапс)	Б50 (рапс)	Б100 (рапс)
Затраты за полный жизненный цикл, руб./(кВт • ч)	4,87	4,47	3,84	2,68	4,48	3,85	2,70
Ущерб от загрязнений окружающей среды, руб./(кВт • ч)	1,08	1,04	0,99	0,91	1,05	1,00	0,92
Затраты на ПЖЦ с учетом ущерба, руб./(кВт • ч)	5,95	5,51	4,83	3,59	5,53	4,85	3,62

При расчетах не учитывались капиталовложения в развитие производственных мощностей по получению биотоплив.

В табл. 4 представлены результаты оценки полного жизненного цикла дизельного топлива и биотоплив. Анализируя результаты, можно отметить, что наибольшее количество энергии расходуется при получении биодизельного топлива из соевого масла, что связано с более высокими затратами энергии на процесс выращивания биосырья. В то же время при использовании биотоплив уменьшаются затраты ископаемых природных ресурсов пропорционально увеличению доли заменяемого дизельного топлива. Переход на чистое биодизельное топливо позволяет снизить расход невозобновляемых природных ресурсов на 55—65 %.

На стадии производства топлив наибольшие суммарные выбросы характерны для получения соевого биодизельного топлива (на 20 % выше, чем для дизельного топлива) и смесевых топлив на его основе. При получении рапсового биодизельного топлива в окружающую среду попадает на 15 % меньше вредных веществ, чем при получении дизельного топлива.

Суммарные выбросы вредных веществ при переходе на биотоплива уменьшаются (на 17—18 % на чистом биодизельном топливе), однако наблюдается некоторый рост выбросов оксидов азота.

Наибольший расход энергии наблюдается в полном жизненном цикле соевого биодизельного топлива, наименьший — дизельного топлива, т. е. применение биотоплив связано с увеличением суммарного расхода энергии из-за больших затрат энергии на стадии производства топлив по сравнению с дизельным.

На стадии производства топлив расход энергии за полный жизненный цикл находится на уровне 25 % для дизельного топлива и возрастает по мере увеличения доли биодизельного топлива до 37 % у топлива из соевого масла и 32 % — из рапсового масла.

Выбросы CO_2 в полном жизненном цикле топлив в противовес расходу энергии тем меньше, чем доля используемого биотоплива. Применение биотоплив позволяет снизить выбросы диоксида углерода в 3,5—4,6 раза (большее значение соответствует топливу, полученному из рапсового масла).

Ущерб от выброса вредных веществ уменьшается по мере увеличения доли используемого биотоплива, при работе на чистом биодизельном топливе он на 15—16 % ниже, чем при работе на дизельном топливе. Такое относительно небольшое снижение ущерба связано с тем, что наряду с уменьшением выбросов продуктов неполного сгорания (CO, CH, частиц) при работе на биотопливах увеличиваются выбросы оксидов азота.

Основные результаты расчетов экономических показателей альтернативных топлив в полном жизненном цикле представлены в табл. 5.

Анализ результатов показывает, что применение биотоплив при цене 10 руб./кг является экономически эффективным и позволяет при переходе на чистое биодизельное топливо снизить затраты в полном жизненном цикле с учетом ущерба окружающей среде на 40 %. Некоторое отличие показателей при использовании биотоплив из соевого и из рапсового масла связано с различной теплотой сгорания этих топлив, а соответственно с разным их расходом в эксплуатации.

Основные результаты энергетического и эколого-экономического анализа топлив показывают, что применение биодизельного

топлива в сравнении с дизельным топливом в полном жизненном цикле позволяет:

снизить расход невозобновляемых природных ресурсов на 55—65 %;

уменьшить выбросы парниковых газов в 3,5—4,6 раза;

снизить ущерб окружающей среде на 15—16 %;

уменьшить затраты с учетом ущерба окружающей среде на 40 %.

В то же время применение биодизельного топлива связано с увеличением затрат энергии в полном жизненном цикле на 10—20 % по сравнению с дизельным топливом.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Звонов, В. А.** Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле [Текст] / В. А. Звонов, А. В. Козлов, В. Ф. Кутенев. — М.: НАМИ. — 2001. — 248 с.
2. **Звонов, В. А.** Методика оценки эффективности применения альтернативных топлив на автотранспорте в полном жизненном цикле [Текст] / В. А. Звонов, А. В. Козлов, А. С, Терещенко // Сб. науч. тр. Моск. семинара по газохимии 2004—2005. — М.: ФГУП Изд-во "Нефть и газ" РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2006. — С. 114—129.
3. **Biodiesel** Handling and Use Guidelines [Text]. — U. S. Department of Energy: Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, 2004. — 68 p.
4. **Economic** Evaluation of Biodiesel Production from Oilseed Rape grown in North and East Scotland [Text]. — SAC Consultancy Division, 2005. — 134 p.

Вахтовый автобус "Группы ГАЗ" вытащил жителей Камчатки из снежного плена

Вахтовый автобус производства автомобильного завода "Урал" "Группы ГАЗ" пришел на помощь оказавшимся в снежном плену камчатским пассажирам

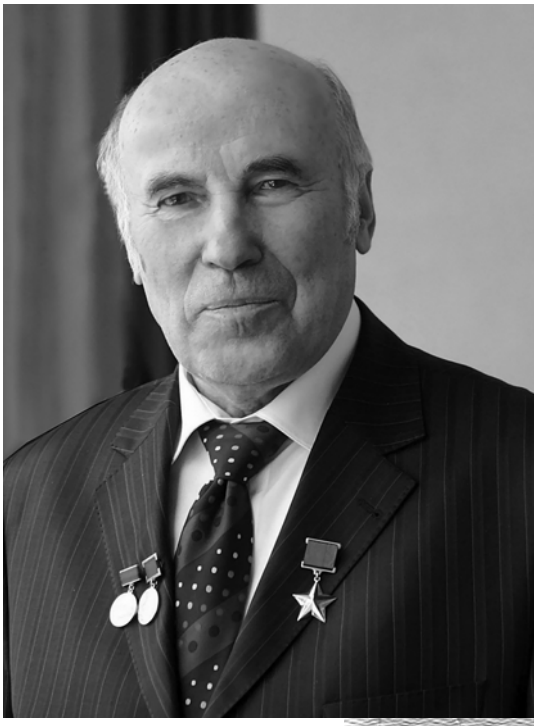
Утром 14 января 2008 г. в сильную метель рейсовый микроавтобус импортного производства выехал из Усть-Камчатска в Петропавловск-Камчатский, несмотря на штормовое предупреждение. Машина завязла в снегу в 50 км от пункта отправления. В ней находились десять пассажиров (из них двое — дети) и два водителя. После того как о пропаже автобуса сообщили местные жители, спасатели и милиция начали поиск. Проведению операции мешали снежные сугробы высотой до 2 м, низкая видимость на трассе и ветер, скорость которого достигала 24 м в 1 с.

Для проведения спасательной операции был снаряжен вахтовый автобус повышенной проходимости марки "Урал". На его борту находились специализированное оборудование, запас топлива и продуктов питания. После обнаружения попавшего в снежный плен микроавтобуса сотрудники МЧС по Камчатскому краю эвакуировали всех пассажиров, доставив их в Усть-Камчатск и развезя по домам.

Пресс-центр ОАО «АЗ "Урал"»

Дважды на прошедших в последнее время различных форумах республиканского уровня звучали в зале Дворца Республики добрые слова, сказанные Президентом Беларуси А. Г. Лукашенко о человеке, хорошо известном за пределами республики, как признанном в автомобильном мире конструкторе большегрузной автомобильной техники, крупном ученом и организаторе науки. Они о Михаиле Степановиче Высоцком, более трети века возглавлявшем конструкторскую службу Минского автозавода и созданного на его базе производственного объединения "БелавтоМАЗ", ныне генеральном директоре Объединенного института машиностроения Национальной академии наук Беларуси, генеральном конструкторе по автомобильной технике Республики Беларусь, академике, Герое Беларуси.

Первые из тех добрых слов были сказаны Президентом Республики на III Всебелорусском народном собрании в марте 2006 г.: республика ценит своих ученых, и Героем Беларуси — а их у нас всего-то сколько? — стал один, один из самых ученых людей-практиков. Вторые — совсем недавно, на состоявшемся в ноябре 2007 г. I съезде ученых Беларуси. Они еще раз напомнили, как много делает для автомобильной промышленности Объединенный институт машиностроения, возглавляемый М. С. Высоцким.



Я. Е. Карповский,
член Белорусского союза журналистов

Известный конструктор, крупный ученый

К 80-летию Михаила Степановича Высоцкого

Юбилей

Первые шаги к будущему главному делу жизни были сделаны М. С. Высоцким в далеком теперь 1946-м. Тогда, будучи первокурсником Минского автомеханического техникума, Михаил Высоцкий, впервые переступив проходную Минского автозавода, понял: автомобиль — его стихия. В этом убедило уже первое знакомство с заводом, еще даже не начавшем выпуск автомобилей. А через год, на учебной практике, он вместе с первокурсниками участвовал уже в изготовлении передних осей, что шли на сборку первых МАЗов, которые вскоре, 7 ноября 1947 г., возвестили о рождении белорусского автомобилестроения.

В 1949-м после окончания техникума Михаил Высоцкий был направлен на Минский автозавод. В отделе кадров решили: место молодому специалисту — в отделе главного конструктора. И не ошиблись: он быстро проявил себя в деле.

Его труд конструктора начался, казалось бы, с будничного — адаптации узлов машины к конвейерной сборке. Завод только осваивал ее (главный конвейер был пущен лишь в начале года), и многое не ладилось: слесари-сборщики испытывали немалые трудности при сборке кабины, установке оперения автосамосвалов МАЗ-205 — первой и пока единственной машины, стоящей на конвейере. И начинающий конструктор, которого тогда чаще видели в цехе, чем на его рабочем месте в отделе, с коллегами обеспечивал необходимую доводку узлов. За первым успехом последовали и другие. Год спустя был поставлен на конвейер бортовой автомобиль МАЗ-200, и опять нашлось дело дня молодого конструктора. Принял он участие и в разработке специального лесовозного оборудования для впервые создаваемого в стране лесовозного автомобиля МАЗ-501. Помогали не только приобре-

таемый опыт, но и знания, которые постоянно пополнял молодой специалист.

В том же году, когда М. С. Высоцкий пришел на завод, он поступил во Всесоюзный заочный машиностроительный институт в Москве. Еще учась в институте, стал ведущим конструктором, а вскоре после окончания института М. С. Высоцкий, которому едва исполнилось 30 лет, был назначен начальником созданного на предприятии конструкторского бюро специальных прицепов и полуприцепов.

О том, для чего предназначались создаваемые в КБ прицепы, их разработчики, да и в цехе, где их изготавливали, могли только догадываться. Но видя, как тщательно принимали прицепы прежде, чем отправить их заказчику, понимали: им не суждено возить обычные грузы. Еще будучи ведущим конструктором, убедился в этом и М. С. Высоцкий, когда в один из сентябрьских дней 1957 г. он отвечал за погрузку на железнодорожную платформ у подъездных путей московского завода "Прожектор" доставленных прицепов МАЗа.

"Случилось так, — много лет спустя вспоминал М. С. Высоцкий, — что один из прицепов никак не хотел занять свое место на платформе. Заканчивалось отведенное время. Нервы были на пределе. А тут, откуда ни возьмись, подбегает коренастый мужик в сапогах, телогрейке и кричит: "Что тут у вас происходит? Почему задержка?". Я, и без того взвинченный, вместо ответа только бросил: "Не мешай работать!". Он посмотрел удивленно, ничего не сказал: видимо понял состояние мое и моих ребят. Слышавший все мастер завода только ахнул: "Все, парень! Ты пропал! Это же сам Королев!..". Однако все обошлось. Может быть потому, что работа была быстро завершена, и эшелон ушел по графику".

Уже вернувшись из командировки в Минск, слушая передаваемое по радио сообщение ТАСС о проведенном в СССР 4 октября 1957 г. успешном запуске первого в мире искусственного спутника Земли, М. С. Высоцкий понял: к рождению космической эры оказались причастны и созданные на МАЗе при его участии автомобильные прицепы.

Прицепы и полуприцепы грузоподъемностью от 6 до 40 т, разрабатываемые конструкторским бюро, которым руководил М. С. Высоцкий, выпускались не только на автозаводе в Минске. Их производство было организовано и на Челябинском машиностроительном заводе автомобильных прицепов, Сердобском и Ирбитском автоприцепных заводах.

Совсем вскоре не только прицепы и полуприцепы, но и вся выпускаемая и создаваемая на заводе автомобильная техника стала предметом заботы М. С. Высоцкого. Проработав лишь полгода в должности заместителя главного конструктора, он в 1961 г. был назначен главным конструктором предприятия.

М. С. Высоцкому было всего 33 года, когда он возглавил конструкторскую службу одного из ведущих в стране автомобильных заводов. И в значительной степени молодость главного и большинства его коллег наряду с их знанием дела обеспечивали новизну и смелость принимаемым инженерным решениям, способствовавшим созданию автомобильной техники, отвечающей требованиям времени.

Было что обсудить М. С. Высоцкому (на снимке в центре) с главным конструктором СКБ-1 Минского автозавода, создателем первых в стране 25-тонных автосамосвалов и многоосных полноприводных колесных тягачей и шасси Б. Л. Шапошником (на снимке — крайний справа) и его коллегами. Ноябрь 1975 г.

Уже первое разработанное под руководством М. С. Высоцкого семейство автомобилей МАЗ-500 стало принципиально новым словом в отечественном автомобилестроении. Принятая в них прогрессивная компоновочная схема "опрокидывающаяся кабина над двигателем" позволила увеличить грузоподъемность и маневренность автомобилей, а высокая степень унификации их основных узлов и деталей — обеспечить выпуск всех входящих в семейство автомобилей практически сразу после начала производства базовой модели.

Безусловно, постановка на производство автомобилей, во многом конструктивно отличающихся от их предшественников, требовала серьезной технологической подготовки, невозможной без технической реконструкции предприятия. Хотя она и осуществлялась, темпы ее оставляли желать лучшего. Чтобы ускорить переход к производству новых автомобилей, по инициативе главного конструктора была начата сборка на главном конвейере наряду с автомобилями МАЗ-200 машин переходной модели, которые оснащались узлами, по мере их готовности, предусмотренными для автомобилей семейства МАЗ-500. Найденное решение позволило без остановки производства перейти на выпуск новых машин. Собрав на главном конвейере 16 марта 1965 г. первый автомобиль МАЗ-500, заводчане 31 декабря того же года отправили в до-

брый путь последний сошедший с конвейера автомобиль первого семейства МАЗов — самосвал МАЗ-205. А уже в первый рабочий день 1966 г. на нем собирались МАЗы только нового семейства. Это была победа и М. С. Высоцкого.

Прошел лишь год после перехода на производство автомобилей семейства МАЗ-500, а проектная мощность предприятия, рассчитанная на выпуск в год 24 тыс. автомобилей после реализации принятого в 1961 г. плана реконструкции, была перекрыта. Так что, когда в ноябре 1970 г. страна узнала о присуждении создателям автомобилей семейства МАЗ-500 Государственной премии СССР, свыше 100 тыс. новых МАЗов уже подтверждали данную им высокую оценку. И естественно первым среди лауреатов было названо имя главного конструктора.

Поставленные на производство автомобили семейства МАЗ-500 самого различного назначения решили и задачу создания магистральных автопоездов, в которых остро нуждались транспортники. Однако будущее даже уже разработанных моделей, несмотря на высокую оценку минских машин, было неопределенным. Опытные образцы так и оставались опытными. Организация их производства, требующая немалых капиталовложений, задерживалась. В Министерстве автомобильной промышленности, видимо, не очень веря в возможности разработанных минчанами машин, не давали "добро" на их производство. В этом руководители предприятия еще раз убедились, когда на свой страх и риск, учитывая настоятельные просьбы автотранспортников, занятых международными перевозками, они решились на смелый шаг — отправить автопоезда в Москву и добиться согласия на их выпуск. Однако после показа машин главный конструктор, представлявший министру свои детища, лишь услышал: "Еще с месяц-другой поработайте над машиной. За это время закупим аналоги за рубежом, сравним с вашими, и тогда решим, что делать дальше". Но это не смутило заводчан. Прибывший вечером того же дня в Москву на заседание коллегии министерства директор завода И. М. Демин, узнав о результатах осмотра, принял решение: машины на завод не отправлять, а обращаясь к М. С. Высоцкому, сказал: "Утром позвоню Байбакову. Думаю, поможет".

Назавтра такой разговор состоялся, и председатель Госплана Н. К. Байбаков дал согласие осмотреть машины. А чтобы на их осмотр ушло как можно меньше времени, решено было подогнать автопоезда к зданию Госплана (ныне Государственной Думы России). И хотя это было делом нелегким (таким крупногабаритным машинам, как МАЗы въезд в центр за пределы Садового кольца был запрещен), в назначенное время автопоезда стояли у здания Госплана. Ровно в 15.00 Н. К. Байбаков был у машин. Закончив осмотр, он сказал: "В пять часов заседание Президиума Совмина. Переговорю с Алексеем Николаевичем. Ждите. Мои помощники скажут, что делать дальше".

Посетившему Минский автозавод президенту Академии наук СССР академику А. П. Александрову пояснения давали генеральный директор ПО "БелавтоМАЗ" И. М. Демин и главный конструктор М. С. Высоцкий. Июль 1977 г.

Как вспоминает М. С. Высоцкий, уже через час стало известно: к 17 часам быть в Кремле. Вновь, не обращая внимания на запрещающие знаки ГАИ и удивленные лица милиционеров, водители повели машины к Красной площади. Подъехали прямо к Боровицким воротам. Охрана, которая, разумеется, была предупреждена, пропустила МАЗы на территорию Кремля. Вскоре у автопоездов появились А. Н. Косыгин и другие руководители правительства. Осмотрев машины и выслушав даваемые по ходу пояснения, Алексей Николаевич, которому автопоезда явно понравились, поинтересовался: "А сколько нужно денег, чтобы запустить эти машины в серию?". Услышав о 40 миллионах, добавил: "Это нужные машины. Необходимо сделать все, чтобы их производство развивалось немедленно. Деньги дадим!".

То памятное для предприятия событие, определившее судьбу автопоездов, а во мно-

гом и самого завода, произошло 21 ноября 1970 г. И скоро, еще до завершения технического перевооружения производства для организации массового выпуска автопоездов, сборка тягачей для них была организована в экспериментальном цехе. Постепенно ставились они и на главный конвейер. Магистральные автопоезда марки "МАЗ" все активнее выходили на дальние трассы. А чтобы транспортники могли лучше ознакомиться с предлагаемыми минчанами машинами, по предложению главного конструктора в канун 50-летия советского автомобилестроения и 30-летия завода был проведен автопробег по дорогам 15 союзных республик. В нем шесть бортовых и седельных тягачей в течение 85 дней прошли семнадцать с половиной тысяч километров. В пробеге наряду с серийными автомобилями семейства МАЗ-500 участвовали и автомобили нового, только осваиваемого в производстве семейства МАЗ-5335. Прошло еще два года, и к середине 70-х годов автомобили и этого семейства стали выпускаться серийно. По достоинству был оценен вклад главного конструктора. За создание нового вида автомобильного транспорта — большегрузных дорожных автопоездов М. С. Высоцкий был награжден орденом Ленина.

А главный конструктор поставил перед своими коллегами не менее сложную задачу — создать магистральные автопоезда для междугородных и международных перевозок, не уступающие зарубежным аналогам. И она была решена. В начале 80-х годов были созданы автомобили и автопоезда нового, более совершенного семейства, базовыми моделями которых стали двух- и трехосные тягачи МАЗ-5432 и МАЗ-6422. И вновь, как и 10 лет назад, в канун очередного юбилея отрасли и завода по инициативе М. С. Высоцкого уже новые автопоезда ушли в автопробег, маршрут которого проходил по дорогам Белоруссии, Северо-Запада Российской Федерации и республик Прибалтики. В том же году магистральные автопоезда на базе тягачей МАЗ-5432 и МАЗ-6422 первыми из советских грузовых автомобилей успешно прошли амологацию — экзамен на соответствие важнейшим международным требованиям. Год спустя первый в СССР магистральный автопоезд МАЗ-6422 получил Золотую медаль Пловдивской ярмарки.

Но Высоцкий не был бы Высоцким, если бы постоянно не брал новые высоты. В середине 80-х годов были созданы совершенно новые базовые модели седельных тягачей — двухосные МАЗ-54321 и трехосные МАЗ-64221 для международных и междугородных перевозок грузов и удовлетворения потребностей экспорта. Поставленные на производство в 1990 г., автомобили этого семейства и сегодня, правда, значительно усовершенствованные, выпускаются на предприятии наряду с новейшими машинами семейства МАЗ-6430, разработанными, как и их предшественники, под руководством М. С. Высоцкого. В числе машин, созданных в конце 80-х годов при его непосредственном участии, — и многоцелевые грузовые автомобили высокой проходимости — бортовой МАЗ-6317, седельный тягач МАЗ-6425 и их модификации, и, конечно, принципиально новый автопоезд модульной конструкции МАЗ-2000, с успехом демонстрировавшийся в Париже под созвучным времени названием "Перестройка", заслуженно признанный автомобилем XXI века.

М. С. Высоцкий вместе со своими коллегами в макетном зале управления главного конструктора за рассмотрением компоновки новых автомобилей. Август 1984 г.

С созданием в 1975 г. на базе Минского автозавода производственного объединения "БелавтоМАЗ" М. С. Высоцкий — главный конструктор объединения. Предметом его повседневного внимания стала и техника, разрабатываемая Белорусским и Могилевским автозаводами.

Успех, достигнутый создателями столь нужной стране большегрузной автомобильной техники, был обеспечен во многом благодаря их тесной связи с наукой. И в этом немалая заслуга М. С. Высоцкого. По его инициативе были образованы академический Отдел проблемных исследований грузовых автомобилей (ОГрА), который объединил конструкторов и исследователей Минского автозавода и ученых Физико-технического отделения АН БССР, Научный центр проблем механики машин на правах академического института, кафедра "Большегрузные автомобили" Белорусского политехнического института, работающая на заводе. Плодотворная деятельность этих новых структур, возникших на стыке науки и производства, была высоко оценена президентом Академии наук СССР академиком А. П. Александровым во время его посещения летом 1977 г. Минского автозавода.

М. С. Высоцкий, активно пропагандирующий достижения науки, много делающий для внедрения их в практику, сам показывает пример неустанного научного поиска. Разработанная им теория проектирования и испытания большегрузных автопоездов способствовала созданию уникальной, гибкой автоматизированной системы ускоренных испытаний автомобилей

МАЗ и их узлов. За ее создание творческий коллектив во главе с М. С. Высоцким был отмечен в 1986 г. Государственной премией БССР.

Работая на заводе, М. С. Высоцкий защитил кандидатскую и докторскую диссертации, был удостоен звания профессора, избран академиком Академии наук Белоруссии. С 1992 по 1997 г. М. С. Высоцкий совмещает свою основную работу с высокой должностью вице-президента Национальной академии наук Беларуси, а с 1993 г. — и с работой директором Научного центра проблем механики машин НАН Беларуси.

Отдав работе на МАЗе почти полвека, с 1996 г. М. С. Высоцкий целиком сосредоточил свои усилия на деятельности в академических структурах. Сегодня он — генеральный директор Объединенного института машиностроения Национальной академии наук Беларуси, Генеральный конструктор по автомобильной технике Республики Беларусь, один из руководителей Государственной комплексной целевой научно-технической программы "Машиностроение" на 2006—2010 гг. А недавно к его должностным обязанностям добавилась еще одна. С августа 2007 г. стал выходить выпускаемый Национальной академией наук, Государственным комитетом по науке и технологиям Республики Беларусь и Объединенным институтом машиностроения НАН Беларуси международный научно-технический журнал "Механика машин, механизмов и материалов", в состав международного редакционного совета которого входят представители научной общественности России, Украины, Китая, Польши, Латвии. М. С. Высоцкий — главный редактор этого журнала.

Высоко ценя печатное слово, М. С. Высоцкий находит время для написания монографий, учебных методических пособий, научных статей. Он — член редакционных советов и коллегий ряда энциклопедических изданий, научно-технических и производственных журналов, в том числе журнала "Грузовик &".

Заслуги М. С. Высоцкого по достоинству оценены. Он — Герой Беларуси, награжден орденами Ленина и Трудового Красного Знамени, белорусскими орденами Отечества II и III степеней, лауреат Государственных премий СССР и БССР. Он — единственный в Беларуси, удостоенный почетного звания "Заслуженный работник промышленности СССР". Высоко ценит научную деятельность М. С. Высоцкого и мировая научная общественность. Международный Библиографический центр в Кембридже присвоил М. С. Высоцкому почетное звание "Человек года—1997". Его имя включено в 25-е издание "Словаря международных биографий" как выдающегося деятеля науки. Американский биографический институт включил имя академика М. С. Высоцкого в список 5000 ученых, внесших большой вклад в развитие науки XX века.

В День Победы, 9 мая 2007 г., поздравления с праздником от Президента Республики Беларусь А. Г. Лукашенко принимал и М. С. Высоцкий

10 февраля 2008 г. Михаилу Степановичу Высоцкому исполнилось 80 лет. Но его работоспособность, неукротимое желание творить заставляют усомниться в возрасте юбиляра. Стоит только представить себе круг ежедневно решаемых им вопросов, их масштабность и значимость, чтобы не перестать удивляться энергии этого человека, которому поистине года — не года.

Издательство "Машиностроение" и редакция журнала "Грузовик &" сердечно поздравляют генерального директора Объединенного института машиностроения Академии наук Беларуси, Генерального конструктора по автомобильной технике Республики Беларусь, академика, Героя Беларуси, бессменного члена редакционного совета журнала "Грузовик &" и его активного автора Михаила Степановича ВЫСОЦКОГО с 80-летием и желают ему новых творческих успехов, крепкого здоровья и долгих-долгих лет жизни.

Франц К. Мозер;
Проф. д-р. АВЛ Лист ГмбХ

Дизель в 2015 г.

Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей[1]

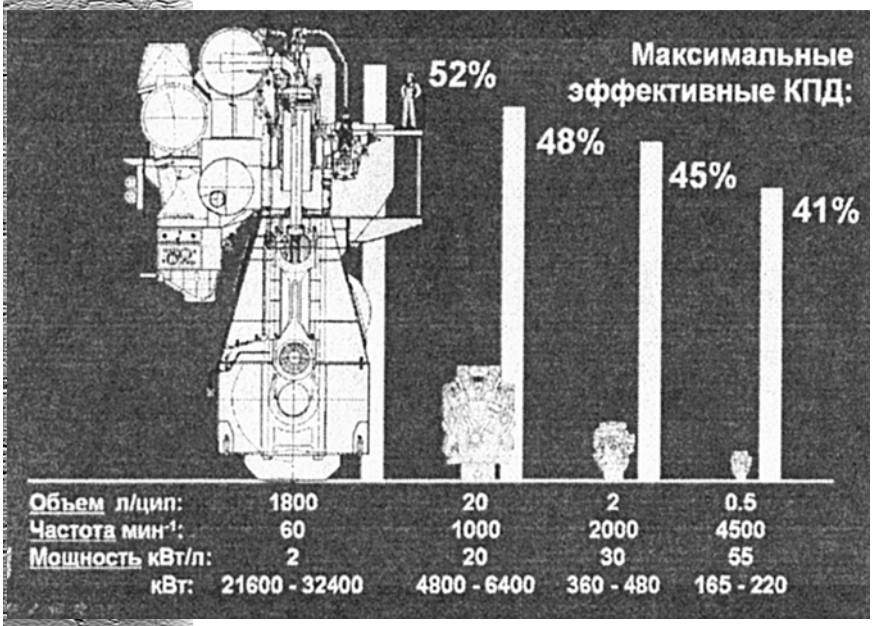


Рис. 1. "Без дизеля никак не обойтись"

За последние 10—20 лет произошло ускоренное развитие дизелей как для легковых, так и для грузовых автомобилей: достигнуты высокие удельные мощности, которые ранее казались недостигаемыми, резко сократилась токсичность отработавших газов (ОГ), особенно таких компонентов, как оксид азота NO_x и сажа, являющихся наиболее критичными составляющими общей токсичности рабочего процесса дизеля. В отношении эмиссии шума в совокупности со снижением расхода топлива и повышением надежности, долговечности и увеличением периодичности технического обслуживания, особенно для двигателей грузовых автомобилей дизели стали незаменимыми для всех типов транспортных средств. На дизели приходится большая доля рынка силовых агрегатов (свыше 50 % для Европы), не в последнюю очередь благодаря перечисленным выше достижениям.

Под сильным давлением законодательства по токсичности отработавших газов транспортных средств во всем мире прежде всего ставится вопрос о том, какими путями пойдет дальнейшее развитие дизеля. Может быть, в сегменте легковых автомобилей дизели исчезнут совсем, как прогнозируют некоторые эксперты. Но и бензиновые двигатели совершенствуются и догоняют своего дизельного соперника по расходу топлива. А в будущем бензиновые двигатели еще больше опередят и без того дорогостоящий дизель по стоимости, которая будет возрастать из-за необходимости усложнения системы дополнительной обработки отработавших газов.

Какие меры необходимы для того, чтобы сделать дизели будущего конку-

[1] Рисунки публикуются в авторском варианте. — *Прим. редакции.*

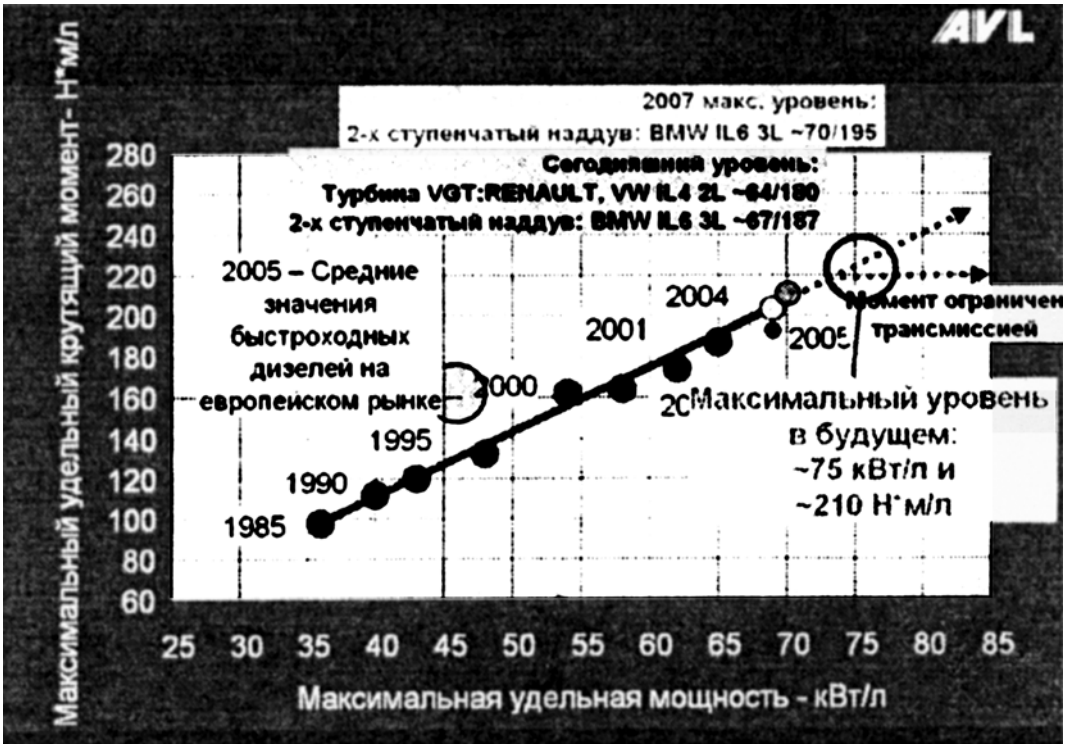


Рис. 2. Соотношение удельной мощности и удельного крутящего момента дизелей легковых автомобилей:

BMW, VW, Renault — производители автомобилей и двигателей;
турбина VGT (Variable Geometry Turbocharger) — турбина турбокомпрессора с изменяемой геометрией лопаток соплового аппарата;
IL4, IL6 (In line) — рядные двигатели 4-х и 6-ти цилиндровые соответственно

рентоспособными, и как они будут выглядеть в будущем для применения на легковых и грузовых автомобилях? Для легковых автомобилей доведенные бензиновые двигатели с непосредственным впрыском топлива и турбокомпрессором, несомненно, может стать альтернативой дизелю. Для грузовых автомобилей и промышленных нужд это менее вероятно.

В настоящее время дизель среди всех существующих двигателей обладает самым широким спектром применения и мощностей, поэтому его замена в этих областях маловероятна.

Из рис. 1 следует, что, учитывая спектр применения и реализуемых мощностей дизельных агрегатов, без них не обойтись. В дополнение следует отметить, что КПД дизелей, как видно на рис. 1, достигающий более 40 % для небольших размеров агрегатов и более 50 % у самых больших судовых

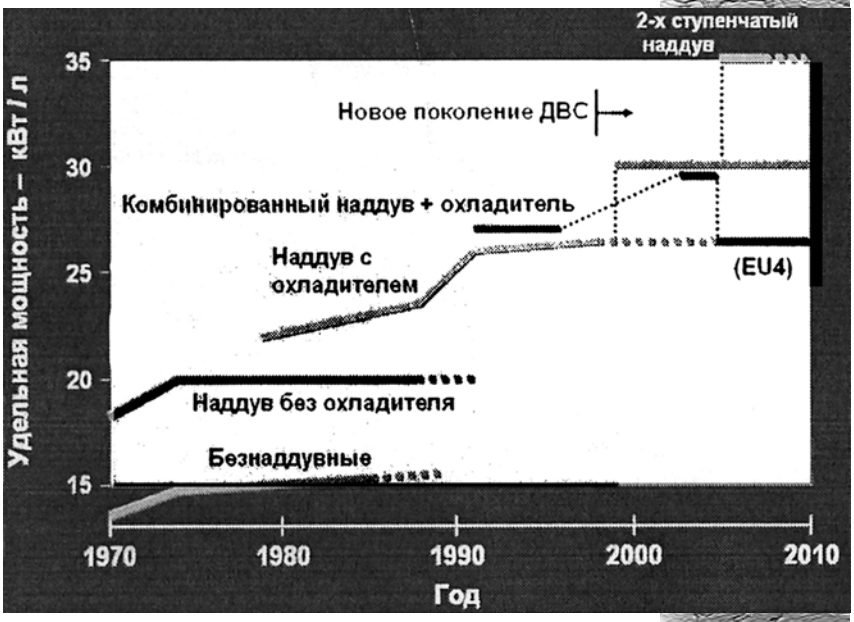


Рис. 3. Рост удельной мощности дизелей для грузовых автомобилей:

ДВС — двигатель внутреннего сгорания, здесь поршневой ДВС;
EU4 — нормы вредных веществ в отработавших газах, Евро-4

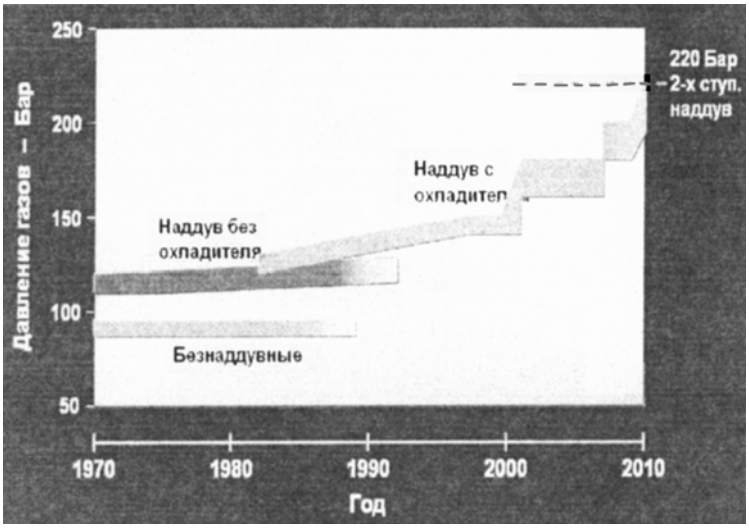


Рис. 4. Рост максимального давления газа в камере сгорания дизелей грузовых автомобилей

Рис. 5. Требования рынка к дизелю для легковых автомобилей:
Dl — Diesel — дизель с непосредственным впрыском

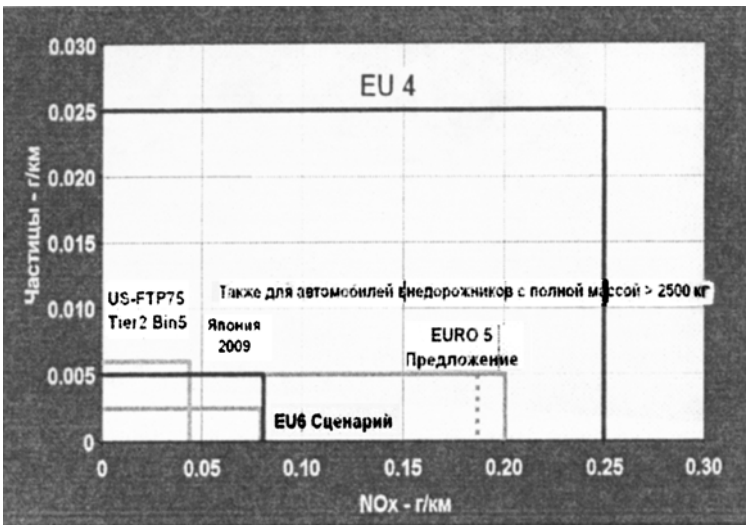


Рис. 6. Законодательства разных регионов по выбросу токсичных веществ для легковых автомобилей:
US-FTP75, Tier2 Bin5, EU6, EURO5, EU4 — нормы вредных веществ в отработавших газах, принятые или планируемые в Европе и США

и стационарных двигателей, не может быть достигнут никаким другим видом двигателей.

За последние 20 лет произошло удвоение удельной мощности и удельного крутящего момента дизелей легковых автомобилей (рис. 2).

У дизелей для грузовых автомобилей удельная мощность с 1970 г. увеличилась почти втрое (рис. 3) несмотря на то, что за последние 15 лет эмиссия вредных веществ в выпускных газах намного уменьшилась.

Параллельно этому постоянно увеличивается максимальное давление сгорания в камере сгорания — с 90 до 220 бар в уже недалеком будущем (рис. 4). Подобная тенденция наблюдается и в секторе дизелей для легковых автомобилей, где в недалеком будущем ожидаются максимальные давления (около 180—200 бар).

Будущие требования к дизелям легковых автомобилей

Из всего множества различных требований, предъявляемых к двигателям легковых автомобилей, следует обратить особое внимание на четыре: расход топлива, эмиссия вредных выбросов, ездовые качества и стоимость двигателя. Вследствие пониженного расхода топлива и хороших ездовых качеством, благодаря высокому крутящему моменту уже при низких частотах вращения коленчатого вала на дизель с непосредственным впрыском топлива приходится большая доля рынка в Европе. Но уже сейчас и особенно в дальнейшем выполнение будущего законодательства по вредным выбросам, а также относительно высокая стоимость дизеля являются препятствием (рис. 5), преодоление которого будет основным направлением дальнейшей работы.

Нормы выбросов вредных веществ во всем мире, основываясь на нормах Евро, представлены на рис. 6. При этом следует учесть, что для достижения находящихся в обсуждении норм Евро-6 или американского стандарта US Tier 2 Bin 5 необходимо будет внедрить ряд мер, большинство из которых еще не разработаны. Еще сложнее будет выполнить будущие ограничения по содержанию оксида углерода CO_2, особенно если учесть состояние продуктов различных производителей в настоящее время (рис. 7). Прежде всего производителям автомобилей большой грузоподъемности предстоит большая работа для достижения намеченной цели по выбросам: 120 или 130 г/км в 2012 г. Даже если это и удастся, то только с помощью моторизации большой части парка дизелями, причем одновременно должна быть снижена масса автомобилей с этими двигателями.

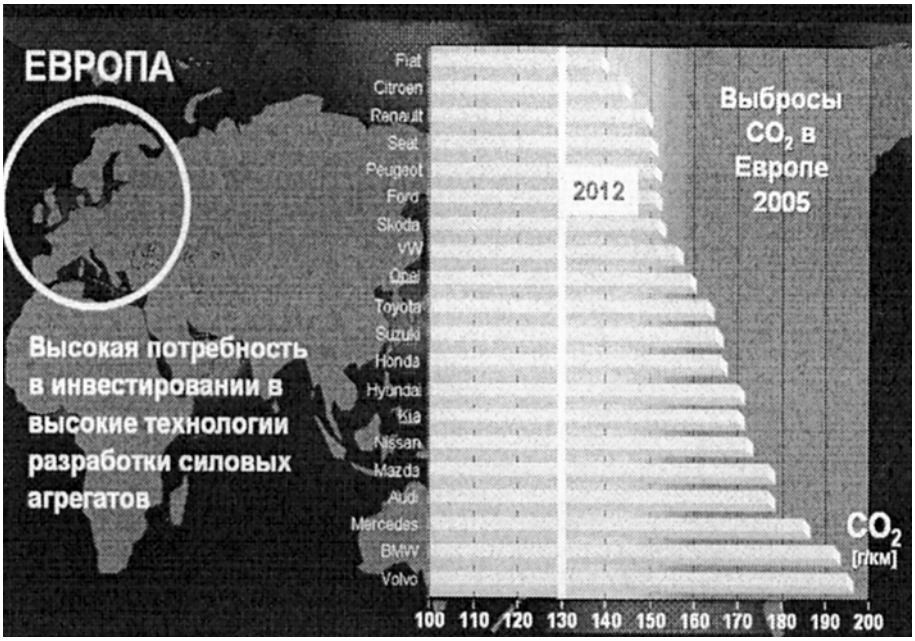


Рис. 7. Законодательные нормы по ограничению выбросов CO_2 — стимулирование развития технологий ДВС

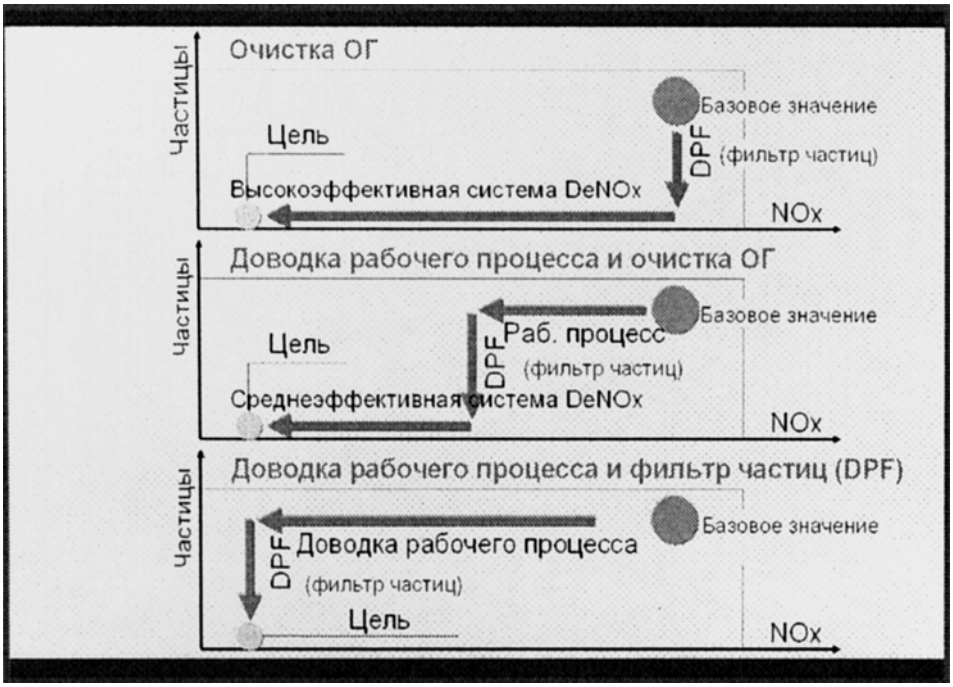


Рис. 8. Стратегии уменьшения токсичности отработавших газов дизелей легковых автомобилей:

ОГ — отработавшие газы;

DPF (Diesel Particle Filter) — фильтр частиц;

DeNOx — система нейтрализации NOx (катализатор)

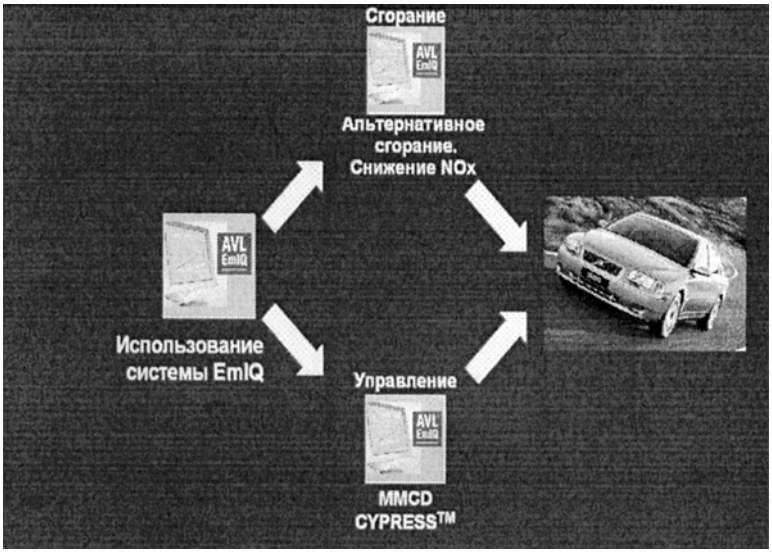


Рис. 9. Общий подход AVL к доводке рабочего процесса дизеля для легковых автомобилей:

EmIQ (Intelligente Emissionsreduzierung — "умное" снижение токсичности — метод оптимизации и доводки рабочего процесса, применяемый AVL; MMCD CYPRESS^{TM} — алгоритм управления рабочим процессом, основанный на физической модели, название торговой марки AVL — CYPRESS^{TM}

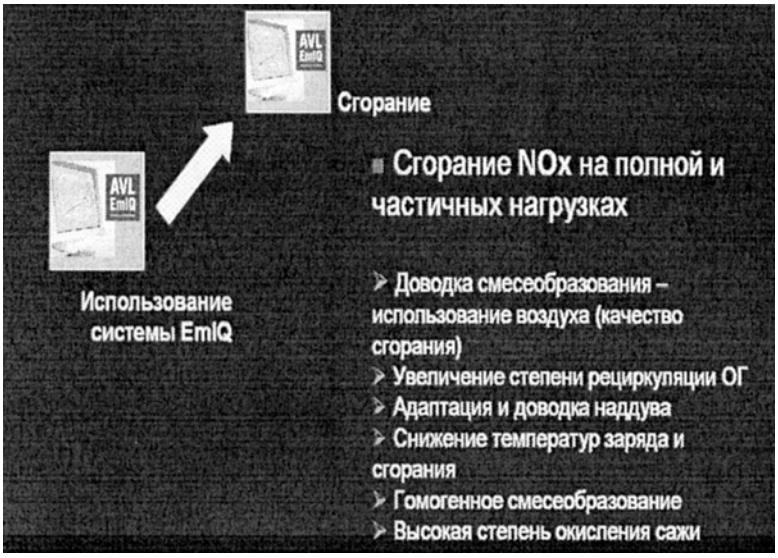


Рис. 10. EmIQ. Часть 1 — процесс сгорания

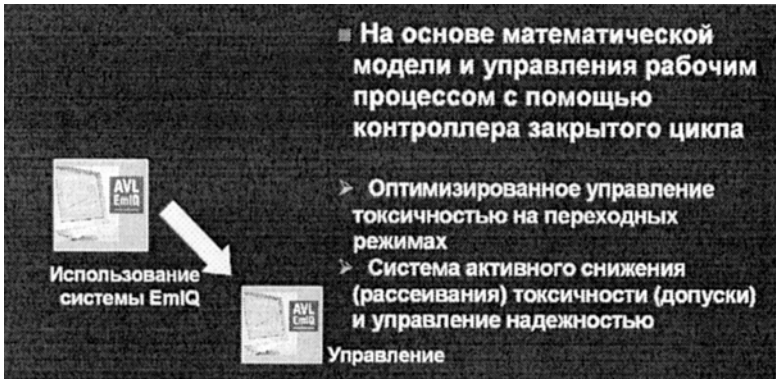


Рис. 11. EmIQ. Часть 2 — управление рабочим процессом

Особые направления разработок легковых автомобилей

Учитывая указанные выше проблемы использования дизелей для легковых автомобилей, необходима особая стратегия развития, нужны новые технические решения и подходы. Принципиально существует три возможности дальнейшего выполнения требований норм по выбросам вредных веществ, схематически представленные на рис. 8. Во всех трех вариантах необходим фильтр частиц для непревышения очень жестких границ по их выбросам. Для уменьшения выбросов NO_x возможно использование:

1) системы De NO_x, обладающей очень высокими показателями конвертирования;

2) особой организации рабочего процесса, комбинирующего улучшенный обычный процесс с альтернативным;

3) комбинации указанных выше двух вариантов.

Предположительно в 2015 г. будут реализованы все эти три варианта.

В данное время специалисты фирмы AVL предпочитают способ, основанный полностью на оптимизации рабочего процесса, названный EmlQ ("Intelligente Emissionsreduzierung" — "умное" снижение эмиссии) (рис. 9).

При этом, с одной стороны, рабочий процесс оптимизируется в классическом смысле для достижения пониженных показателей выбросов NO_x (рис. 10), с другой, осуществляется особый контроль процесса сгорания (рис. 11).

В рамках оптимизации рабочего процесса сгорания и достижения требуемых расхода топлива и удельной мощности возможны использование двухступенчатого наддува (рис. 12) и доводка степени рециркуляции ОГ (в виде "внешней" рециркуляции ОГ — газов низкого давления из выпускного коллектора) (рис. 13).

Для контроля оптимизированного процесса сгорания фирмой AVL был разработан основанный на базовой модели алгоритм контроля CYPRESS^{TM}, основанный на давлении рабочей смеси как входном сигнале, схематически изображенный на рис. 14. Такой подход помимо прочего не только обеспечивает низкий выброс вредных веществ, но и ограничивает разброс показателей, возникающий из-за производственных погрешностей, что гарантирует стабильность процесса сгорания в течение большоого срока эксплуатации. Кроме этих основных эффектов, достигается ряд параллельных преимуществ (рис. 15). Уже длительное время эксплуатируется демонстрационный автомобиль, показывающий

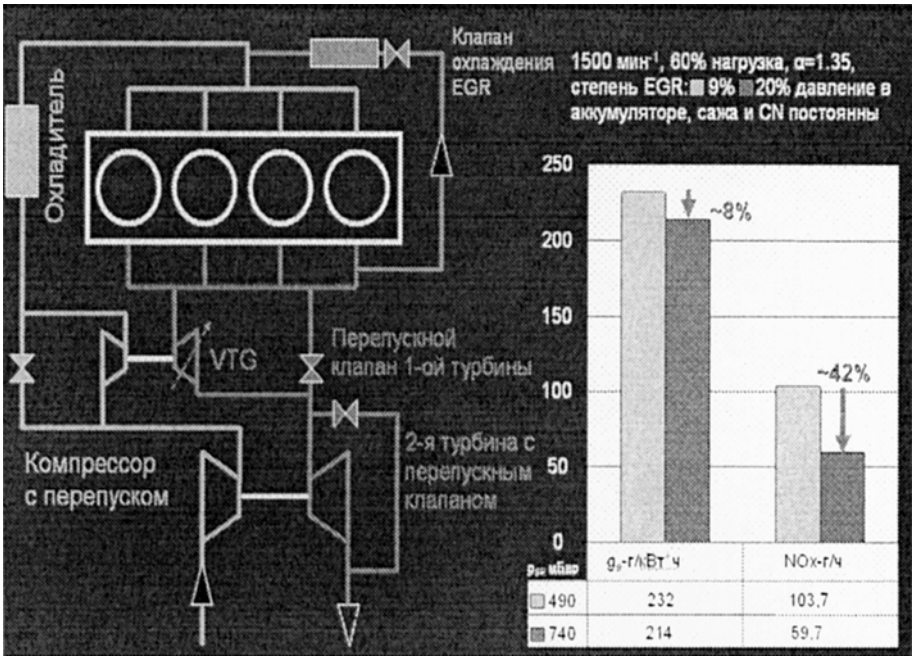


Рис. 12. Двухступенчатый наддув: концепция и эффективность

EGR (Exhaust Gases Recirculation) — рециркуляция отработавших газов;
CN — углеродистые и азотистые компоненты в отработавших газах;
VGT (см. Турбина VGT (Variable Geometry Turbocharger)) — турбина турбокомпрессора с изменяемой геометрией лопаток соплового аппарата

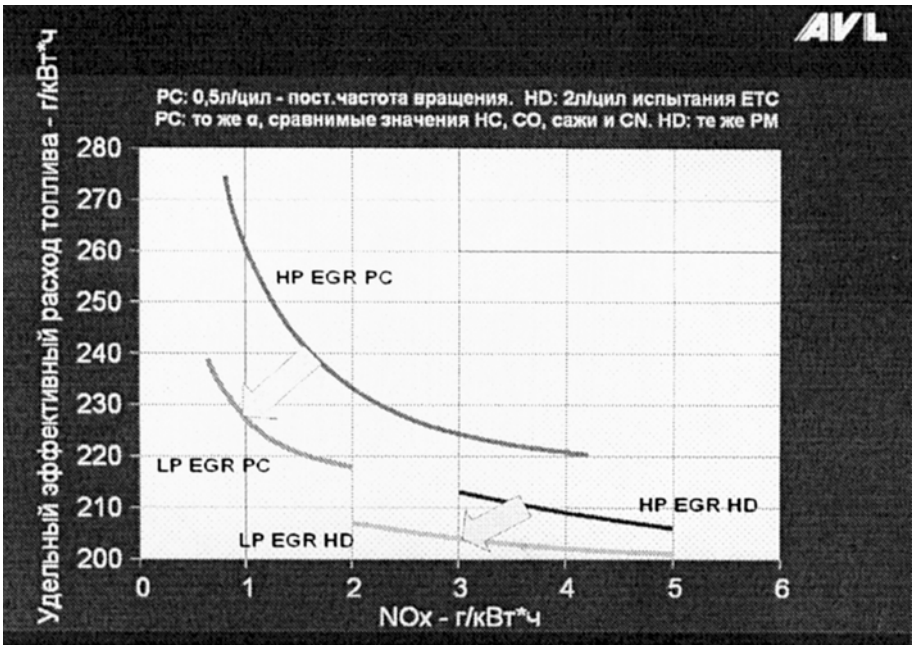


Рис. 13. Рециркуляция выпускных газов низкого давления на дизелях различного назначения:

PC (passenger car) — пассажирский автомобиль;
LP EGR и HP EGR (Low Pressure и High Pressure) — низкое и высокое давление работы клапана системы рециркуляции, т.е разная степень рециркуляции отработавших газов;
PM — частицы в отработавших газах

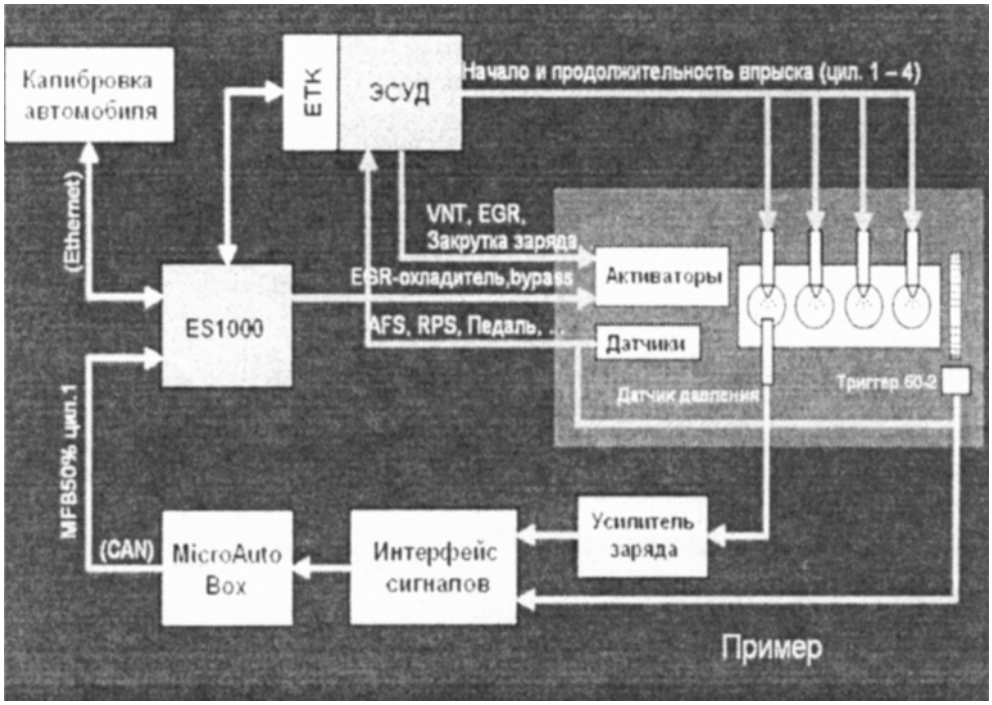


Рис. 14. Замкнутый цикл процесса сгорания AVL CYPRESS^{TM}, основанный на давлении рабочей смеси как входном сигнале:

Ethernet — сетевая система с шинной архитектурой, здесь используется для передачи параметров и сигналов управления;
CAN (Controller Area Network) — шина CAN асинхронная последовательная коммуникационная шина;
ЭСУД — электронная система управления двигателем;
ETK (Emulator TastKopf) — надстройка ЭСУД, инженерный блок;
VNT (Variable Nozzle Turbocharger) — турбокомпрессор с вращающимся направляющим аппаратом компрессора (ВНА);
AFS — (Air Flow Sensor) — датчик расхода впускного воздуха;
RPS — (Round Per Second) — датчик частоты вращения коленчатого вала;
MFB50 % — угол коленчатого вала на момент сгорания 50 % рабочей смеси в цилиндре;
MicroAutoBox — блок микроконтроллеров для обработки сигналов

Рис. 15. Результаты контроля процесса сгорания как замкнутого цикла AVL CYPRESS^{TM}:

OBD (On-Board Diagnostic) — диагностика двигателя на борту транспортного средства

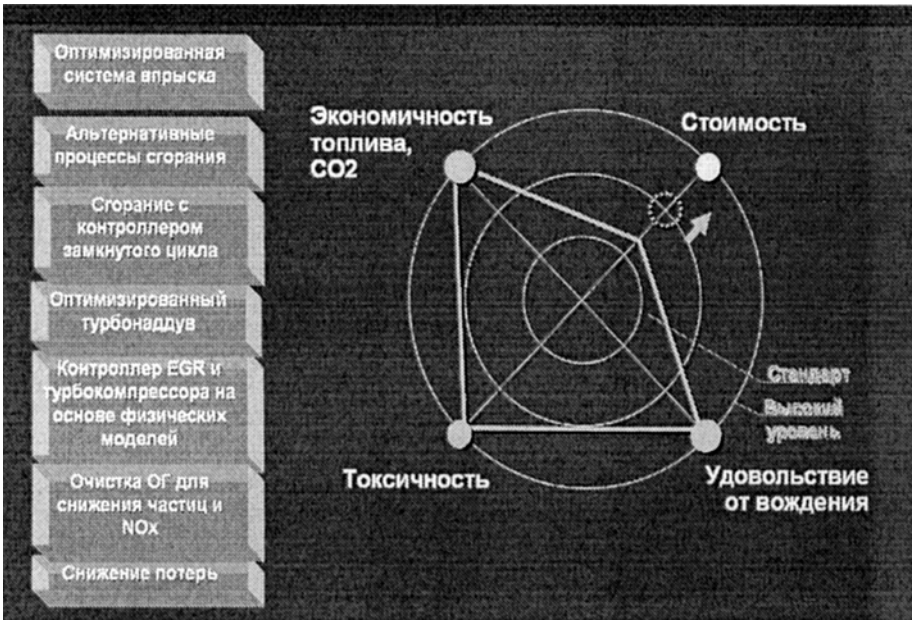


Рис. 16. Технологии будущего для дизелей легковых автомобилей

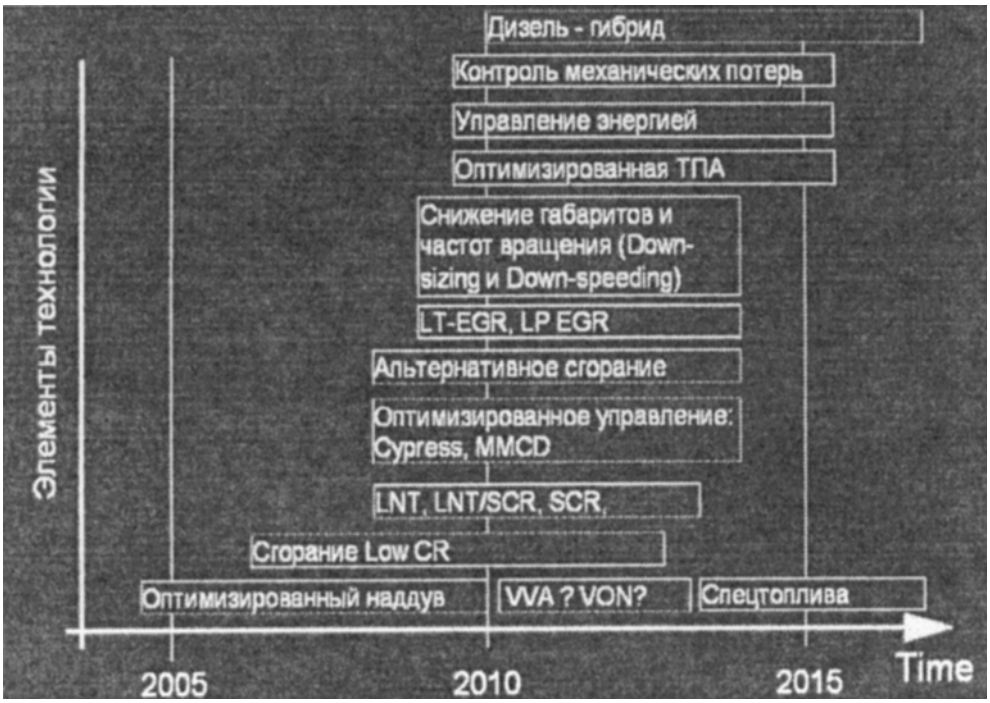


Рис. 17. Пути развития технологий для дизелей легковых автомобилей:

ТПА — топливоподающая аппаратура;
SCR (Selective Catalytic Reduction) — система подачи мочевины для снижения NO_x (путем реакции восстановления NO_x в катализаторе);
Low CR (Low Combustion Rate) — пониженная скорость сгорания

осуществимость достижения ожидаемых результатов.

Для достижения к 2015 г. поставленных целей, помимо перечисленных выше подходов, необходимы дополнительные решения (рис. 16).

Путем оптимизации различных решений и технологий можно будет не только удовлетворить все требования мировых законодательных норм по токсичности, но и сохранить или даже улучшить показатели расхода топлива, причем не за счет ухудшения важных для потребителя ездовых качеств, "удовольствия" от вождения, управления автомобилем. Большим препятствием на этом пути является стоимость производства, так как описанные выше решения повлекут за собой дальнейшее удорожание дизеля. По сравнению со стоимостью доработанного бензинового двигателя разница в стоимости может уменьшиться, так как ожидается подорожание и бензиновых двигателей.

На рис. 17 приведен обобщенный временной график внедрения указанных выше и некоторых дополнительных технических решений. Становится очевидным, что для того, чтобы в 2015 г. надежно выполнялись требования к двигателям серийного производства, необходимо не только одновременно комбинировать многие из этих решений, но и начать работы по их разработке/реализации уже сегодня.

(Продолжение следует)

Грузовые автомобили фирмы Renault Truck для перевозки строительных грузов

(Рисунки см. на 2-й полосе обложки)

Французская фирма Renault Truck представила на испытательном полигоне Ла-Вальбон (La Valbonne) близ г. Лион обновленные серии грузовых автомобилей Premium Lander и Kerax большой грузоподъемности, предназначенные для перевозки строительных грузов.

Тщательно проанализировав опыт эксплуатации и запросы клиентов, специалисты фирмы решили полностью обновить и оптимизировать конструкцию обеих моделей, выпускаемых с 2000 и 2003 гг.

Фирма предлагает 60 модификаций автомобилей с пятью разными колесными базами. Конструкция шасси позволяет теперь монтировать различные типы кузовов и дополнительное оборудование, например автокраны за кабиной водителя. На базовом шасси можно легко разместить аккумуляторные батареи, баллоны со сжатым воздухом, бачок для специального раствора аммиака Adblue системы снижения токсичности отработавших газов SCR и т. д.

Дорожный просвет полноприводного автомобиля Kerax увеличен до 31,7 см в переднем свесе и до 34 см — в заднем. Это позволило отказаться от противоударной плиты и увеличить грузоподъемность автомобиля на 200 кг.

Безопасность движения автомобилей Premium Lander и Kerax обеспечивают дисковые тормозные механизмы на всех колесах, электронные тормозные системы ABS и ASR, а также вспомогательная бортовая система пуска двигателя на подъеме, которая автоматически отключается при достижении заданной скорости движения автомобиля.

Покупателю на выбор предлагаются автомобили с двумя или тремя ступеньками для доступа в кабину водителя, кабины трех вариантов длины, ветровое стекло панорамного обзора увеличенного размера.

Двигатели

На автомобилях монтируются новые двигатели двух типов: DXi 7 рабочим объемом 7,2 л в диапазоне мощности 280—320 л. с. и шестицилиндровый двигатель DXi 11 рабочим объемом 11 л и мощностью 370, 410 и 450 л. с. Двигатель DXi 7 оборудован системой впрыска топлива с общим топливопроводом типа "common rail" высокой производительности по технологии "четыре клапана". Двигатель DXi 11 имеет систему впрыска насос-форсунками. Турбонаддув осуществляется с помощью клапана типа "Wastegate". Разница в собственной массе двигателей составляет 310 кг. Оба двигателя сертифицированы по нормам Евро-4 и Евро-5.

Двигатели оборудованы электронной тормозной системой "Optibrake", развивающей тормозную мощность 275 кВт при частоте вращения коленчатого вала около 2300 мин$^{-1}$ и 160 кВт при частоте вращения 1500 мин$^{-1}$.

Коробки передач на выбор

Покупателю автомобиля с двигателем DXi 7 на выбор предлагаются четыре коробки передач: три механические и одна автоматическая. Для автомобилей с двигателем DXi 11 предлагаются пять механических и две автоматические коробки передач. Механические коробки поставляются германской фирмой ZF, а автоматическая коробка передач "Optidriver +" — фирмой Renault Truck. По заказу клиента на автомобиле может монтироваться шестиступенчатая коробка передач фирмы Allison.

Дорожные испытания

Испытания проводились в масштабе 1:1 на полигоне, включающем крутые подъемы и спуски, стройплощадки, залитые водой, дороги с неровным каменистым покрытием. Во время испытаний автомобили обоих типов зарекомендовали себя с наилучшей стороны.

Однако выбор переключателей на приборной панели кабины водителя требует определенного навыка, который приходит после нескольких пробегов. Двигатель и тормозные системы работали безотказно и без передачи вибраций на рулевое колесо благодаря сбалансированной подвеске на автомобилях Renault обоих типов.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2001. — N 9. ***Б. И. Буров)***

Сборка и дорожные испытания седельных тягачей Axor Mercedes-Benz

(Рисунки см. на 3-й полосе обложки)

Фирма Mercedes-Benz концерна Daimler-Chrysler осуществляет сборку грузовых автомобилей на заводе в г. Аксарай, расположенном в Центральной Анталии, в 250 км к югу от столицы Турции Анкары.

На заводе общей площадью 558 117 м^2 (из них 80 тыс. м^2 крытой) собираются автомобили серий Atego и Axor, универсальный полноприводный автомобиль Unimog U4000, автомобили для общественных и дорожно-строительных работ. Завод оснащен самым современным оборудованием, которое по качеству не уступает оборудованию автомобильных предприятий Германии. В 1999 и 2003 гг. концерн Daimler-Chrysler инвестировал более 74 млн евро в развитие производства, в частности цеха катафореза, работающего по самой современной технологии.

Ежегодный объем серийного производства, составлявший в 1986 г. 7 тыс. шт. автомобилей, вырос теперь до 12 300 шт. Завод поставляет грузовые автомобили средней и большой грузоподъемности в страны Восточной (Беларусь, Украина и др.) и Западной Европы, страны Северной Африки и Саудовскую Аравию.

Фирма Mercedes-Benz провела в 2007 г. дорожные испытания двухосного седельного тягача Axor 1843 с автоматизированной коробкой передач Power Shift 12. Полная масса автопоезда длиной 6,5 м в составе тягача и трехосного полуприцепа с тентовым верхом составляла 40 т. Автомобиль Axor наиболее подходит для перевозки грузов на небольшие расстояния, там, где важны масса груза и масса автомобиля, а не качественные показатели кабины водителя.

В отличие от модели Actros, на которой устанавливается полностью автоматическая коробка передач Mercedes Power Shift, на автомобилях серии Axor устанавливается 12-ступенчатая автоматизированная коробка передач. Данная коробка передач в первую очередь предназначена для моделей Axor 1843, 1840 и 1836 с двигателями рабочим объемом 12 л, развивающими мощность 360—428 л. с. при крутящем моменте соответственно 850—2100 Н · м.

С начала 2008 г. автоматизированная коробка передач Power Shift должна устанавливаться по заказу на трехосных автомобилях "кабина—шасси" колесной формулы 6 × 2 (модели Axor 2543—2536). По сравнению с коробкой передач Telligent масса коробки передач Power-Shift на 50 кг меньше, а по сравнению с 9-ступенчатой механической коробкой передач — на 40 кг. Коробка передач Power-Shift позволяет значительно облегчить управление автомобилем и снизить расход топлива.

Движение седельного автопоезда по дорогам Анталии проходило без затруднений. Но на подъеме при движении по горному массиву Таурус выявились ограниченные возможности тягача — водителю приходилось нажимать на педаль подачи топлива до отказа.

У каждого водителя свой метод вождения. Некоторые водители полностью доверяют автоматике, другие переходят на ручное управление, что, конечно, рекомендуется перед самым въездом на верхний участок подъема дороги, чтобы избежать включения заднего хода коробки передач и немедленно перейти на высшую передачу.

Коробка передач Power Shift 12 позволила автопоезду двигаться ровно с комфортом для водителя. Участники испытания отметили спокойный переход на передачи. Набор мощности осуществлялся без толчков и "дыбления" тягача. При движении по горному массиву Таурус в выигрыше оказывались водители, которые использовали спуски для разгона при въезде на следующие подъемы. Надежная работа тормоза-замедлителя, сдерживавшего снаряженный автопоезд массой 40 т, давала возможность сохранять хорошую среднюю скорость движения. После пересечения горного массива участок маршрута до Аксарая длиной 450 км проходил по пустынным дорогам с плохим покрытием.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — N 9. ***Б. И. Буров)***

Volvo 9700 — призер в номинации "Туристский автобус 2008 года"

(Рисунок см. на 4-й полосе обложки)

Международное жюри лучших журналистов автомобильной отрасли единогласным решением присудило почетный приз "Туристский автобус 2008 года" трехосному автобусу "Volvo 9700".

Выбор в пользу данной модели был сделан сразу после сравнительных дорожных испытаний, проведенных в Швейцарии в сентябре 2007 г. с участием шести туристских автобусов ведущих фирм-производителей Европы. Кроме автобуса Volvo 9700, в испытаниях участвовали следующие модели: Irisbus Magelys, Mercedes-Benz Touristo M, Neoplan Cityliner HD, Noge Titanium (на шасси MAN R33), VDL Jonckheere JSD 40-460.

Официальная номинация в классе "Туристские автобусы" и вручение приза генеральному директору фирмы Volvo Bus Corporation состоялось 19 сентября 2007 г. в рамках Международной выставки автобусов "Busworld 2007" в Бельгии.

Модель Volvo 9700 является последним поколением междугородних автобусов фирмы Volvo Bus Corporation, представленных во многих модификациях. В сравнительных испытания и конкурсном отборе участвовал трехосный автобус длиной 13 м с дизелем мощностью 460 л. с., с системой нейтрализации отработавших газов. Дизель отвечает стандарту Евро-6, который вступит в силу в октябре 2009 г.

Данная модель была признана лучшей из-за общего сочетания высоких характеристик конструкции и качества комфорта вождения. В отчете жюри приведен целый список преимуществ автобуса Volvo 9700. Основное внимание уделено качеству перевозки пассажиров. Например, пол салона имеет наклон вперед, окна широкого формата обеспечивают отличную обзорность с любого места пассажира, комфортные сиденья снабжены ремнями безопасности с тремя точками крепления.

Конкурсное жюри также оценило преимущества модели с точки зрения легкости управления и комфорта водителя. В заключении комиссии указывается, что управление автобусом характеризуется большой плавностью. Автоматическая коробка передач I-Shift второго поколения работает практически безотказно. Отмечена исключительная синхронизация смены передач и режимов работы двигателя.

Фирма Volvo всегда уделяла особе внимание активной и пассивной безопасности автомобилей и автобусов. Жюри отметило, что представленная модель автобуса является новым этапом в данной области. Например фирма Volvo стала первой применять на своих автобусах систему защиты от подката спереди в случае столкновения с легковым автомобилем.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — N 11. ***Б. И. Буров****)*

Москва поможет продажам КАМАЗов

С начала нового года в Москве открыты пять новых офисов продаж Лизинговой компании "КАМАЗ".

В рамках реализации стратегии автозавода Лизинговая компания "КАМАЗ" обеспечивает поддержку внедрения новых финансовых инструментов в систему продаж дилеров КАМАЗа. Один из таких инструментов — открытие новых офисов продаж компании. С 1 января 2008 г. они появились у московских дилеров ОАО "КАМАЗ": МРО ТЕХИНКОМ, АвтоКАМ, ТД АиСТ, АВТОСИЛА и Авто-Трейд. С учетом открытого в 2006 г. филиала в Москве действует уже шесть офисов продаж ОАО "Лизинговая компания "КАМАЗ".

Сегодня более 60 % автомобилей КАМАЗ, передаваемых в лизинг от производителя, проходят через руки дилеров. Это очень важно для клиентов "КАМАЗа", так как они могут получить полный сервис от производителя, включая и лизинг, и техническое обслуживание, и обеспечение запасными частями, и обмен старого автомобиля на новый, и многое другое, в одном окне.

В целом по стране Лизинговая компания "КАМАЗ" имеет семь филиалов в Москве, Санкт-Петербурге, Нижнем Новгороде, Казани, Краснодаре, Екатеринбурге и Кемерово, а также предоставляет лизинг от производителя через 40 дилеров ОАО "КАМАЗ" в регионах.

(Отдел по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")