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. 286.

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)

5 *Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е.* Электроразрядный пуск дизеля

9 *Петров П. П., Савенков А. М., Лапушкин Н. А.* Перспективные силовые установки транспортного назначения, работающие на альтернативных топливах

Эксплуатация. Ремонт

14 *Синельников А. Ф.* Техническое обслуживание и ремонт сцепления автомобилей

Исследования. Расчет

19 *Назаров А. Д.* Обеспечение действительной уравновешенности двигателей V-8 путем увеличения массогеометрических параметров отдельных противовесов коленчатого вала

27 *Хакимов Р. Т.* Влияние характеристик выгорания на показатели рабочего цикла газового двигателя при использовании электронной системы управления

30 *Борисов А. О.* Способ холодного пуска поршневого двигателя внутреннего сгорания

Проектирование

33 *Микулик Т. Н.* Определение влияния параметров подвески сиденья водителя на вибрационную мощность

35 *Фасхиев Х. А.* Определение количества показателей для оценки качества автомобилей и их агрегатов

Информация

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

52 *Новые* городские и туристские автобусы в производственной программе концерна Daimler Chrysler

55 *Вклад* фирмы Volvo Trucks в решение проблем экологии и топливной экономичности на грузовом автотранспорте

Страницы истории

57 *Прочко Е. И.* Виталий Андреевич Грачев и его автомобили. К 105-летию со дня рождения

4 '2008 (№ 141)

АВТОМОБИЛИ КАМАЗ 5360, 53605 5460, 6460 6520, 65201

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

ПОДВЕСКА

ПЕРЕДНЯЯ ПОДВЕСКА

Передняя подвеска автомобилей КАМАЗ моделей 5360, 5460, 53605, 6520, 6460 выполнена на двух продольных полуэллиптических одноушковых рессорах, гидравлических телескопических амортизаторах с резиновыми буферами ограничения хода, задние концы рессор с упругими элементами. Подвеска автомобиля снабжена стабилизатором поперечной устойчивости, который увеличивает угловую жесткость подвески, уменьшая угол крена подрессоренной части автомобиля при действии поперечной (боковой) силы, повышает устойчивость автомобиля (рис. 1).

На некоторых комплектациях автомобилей КАМАЗ моделей 5360, 5460 возможна установка подвески с малолистовыми рессорами (рис. 2).

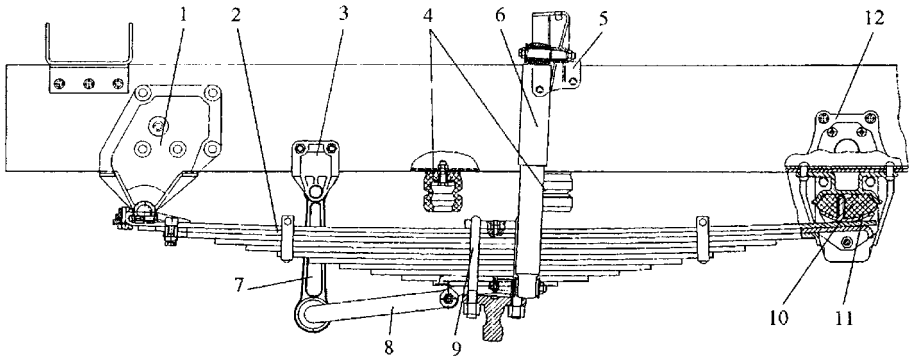


Рис. 1. Передняя подвеска автомобилей КАМАЗ моделей 5360, 5460, 53605, 6520, 6460:

1 — передний кронштейн; 2 — рессора; 3 — кронштейн стабилизатора; 4 — буфер; 5 — верхний кронштейн амортизатора; 6 — амортизатор; 7 — стойка стабилизатора; 8 — штанга стабилизатора; 9 — стремянка; 10 — упругий элемент; 11 — опора рессоры; 12 — задний кронштейн

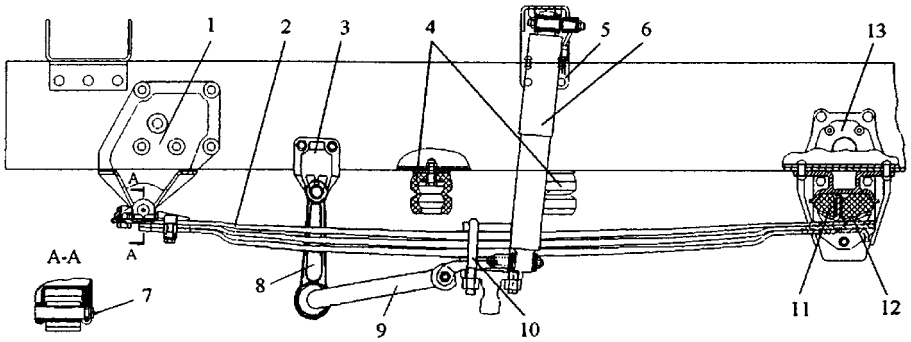


Рис. 2. Подвеска передняя автомобилей КАМАЗ моделей 5360, 5460:

1 — передний кронштейн; 2 — рессора; 3 — кронштейн стабилизатора; 4 — буфер; 5 — верхний кронштейн амортизатора; 6 — амортизатор; 7 — масленка; 8 — стойка стабилизатора; 9 — штанга стабилизатора; 10 — стремянка; 11 — упругий элемент; 12 — опора рессоры; 13 — задний кронштейн

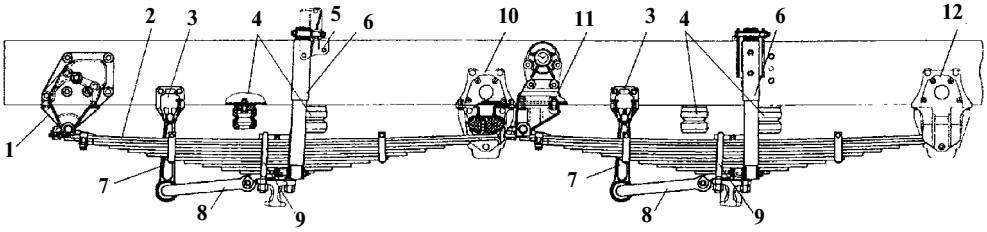


Рис. 3. Установка передней подвески автомобиля КАМАЗ- 65201:

1 — передний кронштейн; 2 — рессора; 3 — кронштейн стабилизатора; 4 — буфер; 5 — верхний кронштейн амортизатора; 6 — амортизатор; 7 — стойка стабилизатора; 8 — штанга стабилизатора; 9 — стремянка; 10 — задний кронштейн первой рессоры; 11 — передний кронштейн второй рессоры; 12 — задний кронштейн второй рессоры

Передняя подвеска автомобиля КАМАЗ-65201 (рис. 3) выполнена на четырех продольных полуэллиптических одноушковых рессорах, гидравлических телескопических амортизаторах, задние концы рессор с упругими элементами. Подвеска автомобиля снабжена стабилизаторами поперечной устойчивости, которые увеличивают угловую жесткость подвески, уменьшая угол крена подрессоренной части автомобиля при действии поперечной (боковой) силы, повышают устойчивость автомобиля.

ЗАДНЯЯ ПОДВЕСКА

Задняя подвеска автомобилей КАМАЗ моделей 6520, 65201, 6460 (рис. 4) балансирная, на двух полуэллиптических рессорах с реактивными штангами, имеющими резинометаллические шарниры. Концы рессор скользящие по опорам, приваренным к балкам мостов. Подвеска снабжена стабилизатором поперечной устойчивости.

Задняя подвеска автомобилей КАМАЗ моделей 5360, 5460, 53605 (рис. 5) выполнена на

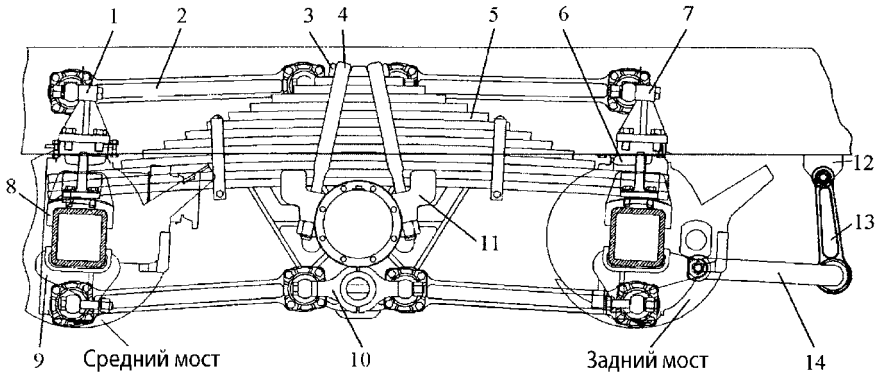


Рис. 4. Подвеска задняя автомобилей КАМАЗ моделей 6520, 65201, 6460:

1, 7 — верхний рычаг; 2 — реактивная штанга; 3 — накладка задней рессоры; 4 — стремянка; 5 — рессора; 6 — буфер; 8 — опора; 9 — нижний рычаг; 10 — проставка; 11 — башмак; 12 — кронштейн стабилизатора; 13 — стойка стабилизатора; 14 — штанга стабилизатора

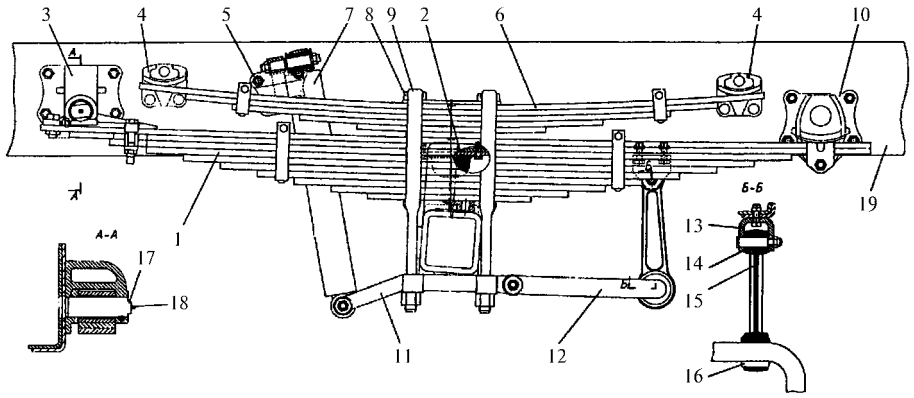


Рис. 5. Задняя подвеска автомобилей КАМАЗ моделей 5360, 5460, 53605:

1 — основная рессора; 2 — буфер; 3 — передний кронштейн подвески; 4 — кронштейн дополнительной рессоры; 5 — кронштейн амортизатора; 6 — дополнительная рессора (подрессорник); 7 — амортизатор; 8 — подкладка стремянки; 9 — стремянка; 10 — задний кронштейн подвески; 11 — накладка стремянки; 12 — штанга стабилизатора; 13 — кронштейн стабилизатора; 14 — втулка стабилизатора; 15 — стойка стабилизатора; 16 — подушка стабилизатора; 17 — палец рессоры; 18 — пресс-масленка; 19 — рама автомобиля

двух продольных полуэллиптических рессорах с дополнительными рессорами, гидравлических телескопических амортизаторах с резиновым буфером ограничения хода. Концы рессор скользящие. Подвеска автомобиля снабжена стабилизатором поперечной устойчивости, который увеличивает угловую жесткость подвески, уменьшая угол крена подрессоренной части автомобиля при действии поперечной (боковой) силы, повышает устойчивость автомобиля.

В отдельных комплектациях автомобилей **моделей 5360, 5460** возможна установка задней пневмоподвески, выполненной из четырех пневматических баллонов, с двумя амортизаторами, со стабилизатором поперечной устойчивости и с двумя регуляторами положения. Задний мост автомобилей крепится снизу двумя продольными реактивными штангами, сверху для **модели 5360** — двумя штангами с резинометаллическими шарнирами, расположенными под углом друг к другу (рис. 6), **для модели 5460** — реактивной V-образной штангой с резинометаллическими шарнирами (рис. 7).

Для надежной работы пневмоподвески необходимо при каждом ТО-2 осуществлять проверку высоты пневмобаллонов, которая должна составлять 264 ± 5 мм при установке автомобиля на ровной горизонтальной площадке. Если высота пневмобаллонов не соответствует указанному размеру, то следует ее отрегулировать.

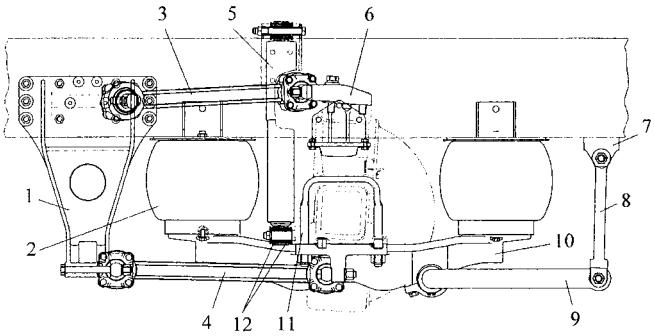


Рис. 6. Пневмоподвеска задняя автомобиля КАМАЗ-5360:

1 — кронштейн задней подвески; 2 — рессора пневматической подвески; 3, 4 — реактивная штанга; 5 — амортизатор; 6 — верхний рычаг; 7 — кронштейн стабилизатора; 8 — стойка стабилизатора; 9 — штанга стабилизатора; 10 — опора пневмобаллонов; 11 — стремянка; 12 — втулка крепления амортизатора

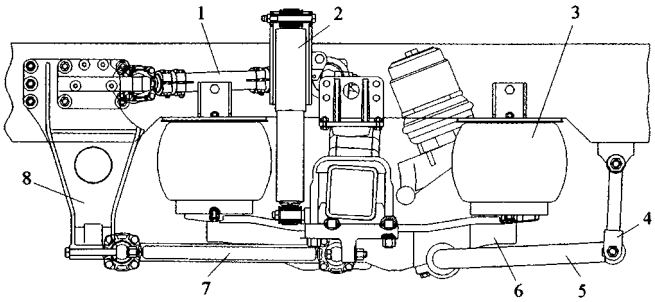


Рис. 7. Задняя пневмоподвеска автомобиля КАМАЗ-5460:

1 — верхняя штанга; 2 — амортизатор; 3 — рессора пневматической подвески; 4 — стойка стабилизатора; 5 — штанга стабилизатора; 6 — опора пневмобаллонов; 7 — реактивная штанга; 8 — кронштейн подвески

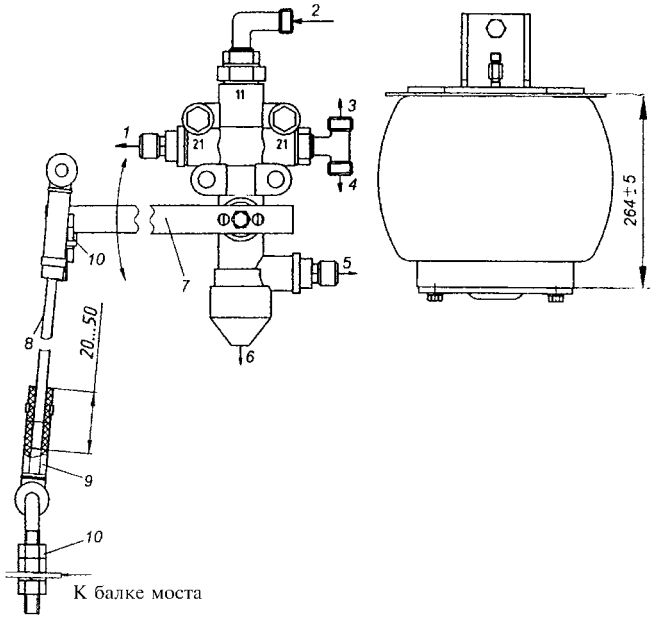


Рис. 8. Регулятор положения кузова автомобиля:

1 — к пневмобаллону; 2 — от ресивера; 3 — к регулятору тормозных сил; 4 — к пневмобаллону; 5 — от крана управления; 6 — сброс; 7 — рычаг привода; 8 — тяга; 9 — наконечник; 10 — регулировочная гайка и контргайка

Для регулировки высоты необходимо отсоединить верхний конец тяги 8, закрепленной на рычаге 7 привода (рис. 8). Затем рычаг 7 привода следует переместить вверх (для увеличения высоты пневмобаллонов) или вниз (для уменьшения высоты пневмобаллонов). При достижении требуемой высоты пневмобаллонов рычаг привода надо установить горизонтально (в нейтральное положение). После этого верхний конец тяги следует присоединить на место, но предварительно для сохранения горизонтального (нейтрального) положения рычага нужно переместить регулировочную гайку и контргайку 10 на соответствующую высоту.

При необходимости для движения по плохой дороге, переезде через неровности можно приподнять раму автомобиля за счет увеличения высоты пневмобаллонов при помощи управляющего крана, установленного в кабине водителя, под панелью приборов справа. После его включения и подачи воздуха в вывод управляющего крана рама автомобиля поднимется на 70 мм.

Предупреждение: постоянная езда в данном режиме недопустима.

Электроразрядный пуск дизеля

Ф. Ф. Пащенко,
д-р техн. наук,
профессор,
Л. Е. Круковский,
канд. техн. наук

Рассмотрена бесстартерная система пуска дизеля, выполненная на основе электрогидравлического разряда в жидкости, обеспечивающая первоначальное сжатие, достаточное для воспламенения горючей смеси при пуске дизеля.

Начало XXI века характеризуется высоким темпом роста автомобильного парка. Прогнозируется, что число автомобилей в мире к 2010 году достигнет 150 единиц на 1000 человек и этот показатель будет расти. Основным компонентом автомобиля является ДВС, на долю которых приходится свыше 80 % всей энергии, используемой в мировой экономике. Вместе с тем с увеличением числа ДВС резко возрастает загрязнение окружающей среды и растет цена на топливо. Повышение КПД двигателей хотя бы на несколько процентов приведет к существенной экономии средств.

В настоящее время основным движителем транспортных средств являются дизели. Главными преимуществами дизелей являются высокий КПД, в 1,5 раза превышающий КПД карбюраторных двигателей, возможность использования менее дорогостоящих сортов топлива и более высокий срок службы.

Однако недостатком, препятствующим более широкому внедрению дизеля, является сложность пуска, которая возникает вследствие малой продолжительности образования горючей смеси и отсутствия принудительного зажигания. Смесь паров топлива с воздухом в дизелях воспламеняется под действием высокой температуры в цилиндре в конце такта сжатия. Давление в цилиндре и температура зависят от степени сжатия, конструкции камеры сгорания, температуры поступающего в цилиндр воздуха, средней частоты и неравномерности вращения коленчатого вала, угла запаздывания закрытия впускного клапана, угла опережения подачи топлива и многих других факторов. Для пуска дизеля широко используются пусковые карбюраторные двигатели небольшой мощности. Если использовать электростартер, то его мощность в дизельной машине примерно в 4,5—8 раз выше по сравнению с мощностью машин с системами зажигания. Известны также устройства для пуска с помощью сжатого воздуха, пиропатронов и даже твердотопливных пороховых зарядов. Однако они не получили широкого применения.

Предлагается система пуска дизеля с устройством для получения первоначального сжатия, достаточного для воспламенения горючей смеси. Устройство основано на получении высокого и сверхвысокого давления в результате импульсных высоковольтных разрядов в емкости, которая заполнена жидкостью, замерзающей при низкой температуре.

Электрогидравлический разряд в жидкости начал применяться еще с 70-х годов для штамповки, очистки металлов от окалины, уплотнения грунтов и т. д. Причем потребляемая энергия при разряде составляет несколько джоулей, а мгновенная реализуемая энергия в импульсе — 40 кДж и более. Получаемое при этом давление достигает несколько десятков и даже сотен мегапаскалей.

Для того чтобы использовать этот эффект для пуска дизеля, необходимо было решить две задачи: спроектировать конструкцию системы и обеспечить вращение рабочего вала в процессе раскрутки в одном направлении. Эти задачи были решены применительно к пуску одноцилиндрового дизеля.

Устройство для пуска дизеля выполнено следующим образом. Камера внутреннего сгорания 13 (рис. 1) содержит рабочий поршень 14, соединенной с помощью шатунной шайбы 15 шатуном 16, кривошип 18 с рабочим валом (на рис. 1 не показан). Система, создающая первоначальное сжатие, выполнена в виде цилиндра 8, расположенного над камерой внутреннего сгорания 13. В верхней части цилиндра 8 имеется пусковая камера 6, заполненная жидкостью и связанная шлангом 4 с емкостью 2, также заполненной той же жидкостью. В шланге 4 имеется электроуправляемый клапан 3. Предполагается использование специальной жидкости, применяемой, например, для лобового стекла автомобиля. Внутрь камеры 6 введены электроды 5, соединенные с системой управления и генерирования импульсов высоковольтного напряжения 30. Пусковая камера отделена от полости цилиндра 8 разделительным поршнем 7. В верхней части камеры сгорания 13 имеется поршень сжатия 12, а в крышке — отверстие 11, снабженное манжетой. Разделительный поршень 7 и поршень сжатия 12 же-

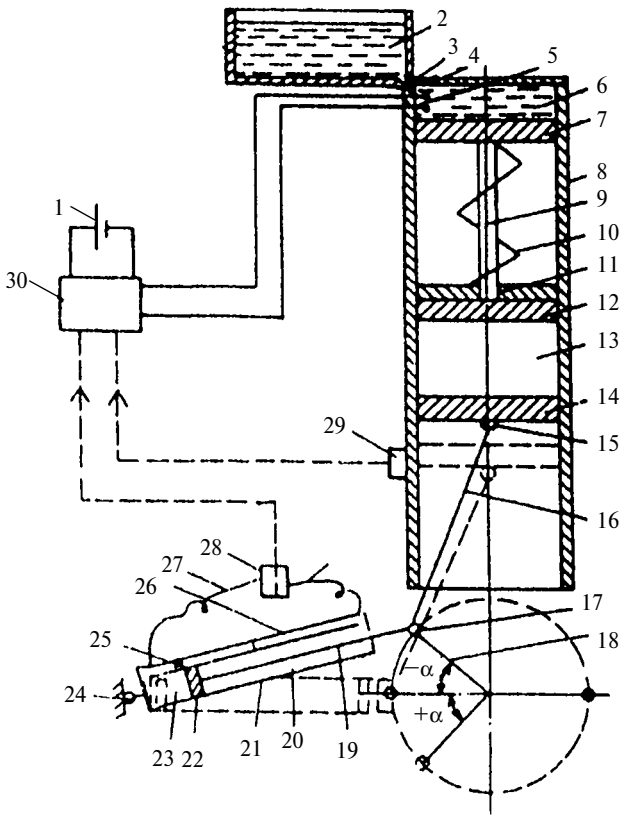


Рис. 1. Схема одноцилиндрового дизеля

стко соединены между собой стержнем 9 круглого сечения, проходящим через отверстие 11 в верхней крышке камеры сгорания 13. Между верхней поверхностью крышки камеры сгорания и разделительным поршнем 7 установлена пружина сжатия 10. Система управления и генерирования импульсов высоковольтного напряжения 30 соединена с источником электроэнергии 1 датчиком детонации 29, установленным на внешней поверхности камеры внутреннего сгорания 13, и с дифференциальным мембранным датчиком давления 28. Последний соединен трубками 27 с воздушными кмерами 23. Причем цилиндр первоначального сжатия и камера внутреннего сгорания могут быть выполнены в виде единой детали.

В патрубке 4 (рис. 2) установлен управляемый редукционный клапан 5, который включается с помощью реле 2. Блок управления реле 2 представляет собой систему сравнения 1, соединенной с датчиком положения рабочего вала двигателя и датчиком давления 28 (см. рис. 1).

Известно, что вал однорядного или одноцилиндрового двигателя может вращаться в любую сторону. На практике силовые агрегаты, как правило, рассчитаны для вращения выходного вала в одном направлении. При вращении вала в другом направлении может возникнуть поломка приводимого во вращение механизма. Поэтому пусковая система ДВС должна сообщать валу и направление вращения.

Существует аналогия между ДВС и электрическими асинхронными машинами. В частности, однофазный асинхронный двигатель при его включении будет вращаться в том направлении, в котором его раскрутят. В электротехнике для получения заданного направления вращения применяется пусковая обмотка, смещенная относительно рабочей обмотки на некоторый угол. Пусковая обмотка получает питание от сети со сдвигом по фазе, благодаря установке в нее конденсатора.

В рассматриваемой системе пуска одноцилиндрового дизеля использовали приведенный выше способ получения заданного направления вращения.

Отличительной особенностью предлагаемой системы является механизм, передающий движение на рабочий орган, который содержит пневматическую пружину 21 (см. рис. 1) в виде цилиндра с воздушными камерами 20 и 23, разделенными поршнем 22. Воздушные камеры через патрубки соединены с воздушными карманами 26 и 25. Поршень 2 снабжен штоком 19, шарнирно соединенным с шатунной шейкой 17 кривошипно-шатунного элемента. Цилиндр пневматической пружины 21 на торцевой поверхности, т. е. на стороне, противоположной выходу штока, имеет шарнир 24, с помощью которого он соединен с неподвижной частью двигателя. Положение поршня 22 в цилиндре пневматической пружины 21 выбрано так, чтобы нейтральное положение пружины соответствовало такому состоянию кривошипно-шатунного элемента, когда кривошип 18 располагается перпендикулярно направлению движения рабочего поршня в одном из положений рабочего вала двигателя. На рис. 1 показано возможное расположение кривошипа 18 при остановке двигателя в пределах углов — α и до $+\alpha$. Таким образом, в данной кинематической схеме дизеля пневматическая пружина является частичным аналогом пусковой обмотки асинхронной машины с включенным в нее конденсатором.

Устройство для пуска дизеля работает следующим образом. Перед пуском за счет воздействия пневматической пружины 21 (пружины растяжения) рабочий вал занимает положение, при котором кривошип 18 будет находиться в пределах угла $-\alpha$ и до $+\alpha$ от линии, перпендикулярной оси движения поршня 14. Соответственно этому будут располагаться поршень 14

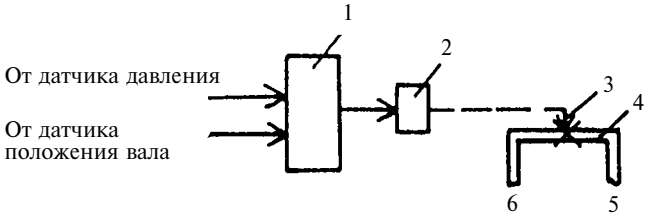


Рис. 2. Схема коррекции нулевой точки пневматической пружины

и шатун 16. В то же время за счет пружины сжатия 10 разделительный поршень 7 и поршень сжатия 12 будут находиться в верхнем положении, оставляя свободное пространство в пусковой камере 6. Клапан 3 открыт. В результате того, что емкость 2 с жидкостью расположена выше камеры 6, жидкость 2 из емкости 1 заполнит пространство пусковой камеры 6. При этом мембранный датчик давления 28 находится в нейтральном положении, его контакт замкнут. Соответствующий сигнал от мембранного датчика 28 поступает в систему управления 30 и генерирования импульсов высоковольтного напряжения, что свидетельствует о том, что рабочий вал двигателя находится в положении, когда пуск двигателя возможен.

Перед началом пуска включается запорный клапан 3, перекрывающий сообщение между емкостью 1 и пусковой камерой 6. Топливо подается в камеру внутреннего сгорания 13. При подаче высоковольтного напряжения на электроды 5 в пусковой камере возникает электрогидравлический удар, в результате которого давление в пусковой камере 6 резко возрастает. Под действием высокого давления разделительный поршень 7 вместе с поршнем сжатия 12 начнут двигаться вниз, сжимая топливо в камере 13. Клапан 3 открывается, позволяя жидкости свободно перетекать из емкости 2 в пусковую камеру 6 и обратно. Если воспламенение топлива не произошло, то процесс будет повторяться. При этом каждый раз перед началом подачи импульса клапан 3 закрывается, а в систему управления и генерирования импульсов 30 высоковольтного напряжения должен поступать сигнал от датчика давления 28.

Под действием электрогидравлического удара рабочий поршень будет двигаться вниз, приводя в движение кривошипно-шатунный механизм и вращая рабочий вал. При этом по окончании пускового цикла пневматическая пружина 21 будет совершать колебательные движения вокруг шарнира 24 и устанавливать рабочий вал в положение, при котором кривошип 18 будет занимать первоначальное положение (см. рис. 1), а пружина сжатия 10 будет возвращать разделительный поршень 7 и вместе с ним поршень сжатия 12 в исходное верхнее положение. Если произошло воспламенение в камере 13, то по сигналу датчика детонации 29 режим подачи высоковольтных импульсов прекращается и начинается рабочий процесс работы двигателя. Пневматическая пружина каждый раз по окончании процесса работы двигателя будет стремиться останавливать рабочий вал в положение, показанное на рис. 1.

Назначение пневматической пружины на этом не ограничивается. С одной стороны, она обеспечивает перед пуском расположение рабочего вала в одном определенном положении, не допуская остановку вала в ВМТ или НМТ. С другой стороны, она гарантирует начало вращения вала только в определенном заранее выбранном направлении. Кроме того, она, также, как и в конденсаторном асинхронном двигателе, обеспечивает хорошую равномерную работу машины за счет распределения рабочего давления во времени и способствует повышению вращательного момента при пуске. Воздушные камеры в пневматической пружине позволяют снизить длину ее цилиндра и обеспечить регулировку усилия пружины путем изменения их объема.

Однако пневматическая пружина 21 по существу является пружиной одностороннего растяжения. Усилие пружины равно нулю (нулевая точка пружины), когда она устанавливается в определенном положении рабочего вала. Ввиду возможных зазоров между поршнем 22 и стенками ее цилиндра воздух может частично перетекать через эти зазоры из камеры 20 в камеру 23. При этом смещается нулевая точка пружины (положение, когда она не растянута). Для восстановления нулевой точки пружины необходимо включать на очень короткие промежутки времени, исчисляемые тысячными долями секунды, редукционный клапан 3 (см. рис. 2). Этот клапан включается только в тот момент, когда пневматическая пружина 21 будет находиться в нейтральном положении (см. рис. 1). Этот момент фиксируется датчиком 28. Если при подходе к точке, в которой пружина должна обеспечивать нулевое давление, мембранный датчик 28 не включается, то это свидетельствует о смещении нулевой точки пружины 21. Необходима коррекция давления в камерах пружины.

Момент времени включения клапана 5 контролируется стандартным датчиком положения вала (см. рис. 2), основанном, например, на эффекте Холла. Система сравнения 1 будет включать реле 2 до тех пор, пока не начнет включаться контакт мембранного датчика давления 28 в момент, соответствующий положению рабочего вала, показанному на рис. 1. Поскольку реле 2 (см. рис. 2) может обладать некоторой инерцией при включении, то возможно применение системы опережения включения реле наподобие системы опережения зажигания.

Для предложенной системы пуска не требуется, например, электростартер для пуска дизеля, и, кроме того, она проста в изготовлении и надежна. По результатам испытаний, проведенным в ИПУ РАН РФ, система электрогидравлического удара, аналогичная описанной, обладает достаточной энергией для обеспечения пуска, КПД достигает 80 % и она может надежно работать в течение длительного времени при низкой температуре окружающего воздуха. Такая система вместе с пневмопружиной и системой установления ее нулевой точки может быть применена для большинства ДВС, в которых традиционно используется электростартер. При этом значительно сокращается потребляемая мощность аккумуляторной батареи, увеличивается пусковой и вращательный моменты двигателя, повышается равномерность вращения рабочего вала.

Аналогичная система пуска может быть применена для различных дизелей с любым количеством цилиндров. Можно также предположить, что использование пневматической пружины позволит снизить уровень шума и вибрацию двигателя и повысить равномерность вращения рабочего вала. Расход топлива при этом может быть снижен.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Торшин, В. В.** Физические процессы в жидкости под воздействием электрического разряда [Текст] / В. В. Торшин, Ф. Ф. Пащенко, Б. П. Булыгин. — М., 2005.
2. **Гогин, А. Ф.** Судовые дизели. Основы теории, устройство и эксплуатация [Текст] / А. Ф. Гогин. — М.: Транспорт, 1978.
3. **Возницкий, И. В.** Судовые дизели и их эксплуатация [Текст] / И. В. Возницкий. — М.: Транспорт, 1990.
4. **Лазарев, Е. А.** Система предпусковой тепловой подготовки транспортного дизеля с использованием пускового двигателя как источника энергии [Текст] / Е. А. Лазарев и др. — Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2003.
5. **Пат. 2301353** Российской Федерации МПК F 21N 3/14. Устройство для пуска дизеля [Текст] / Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшина В. В.; заявитель и патентообладатель ИПЦ РАН РФ — № 2005138017; заявл. 06.12.05; опубл. 20.06.07, Бюл. № 17. — 7 с.: ил. 2.

Компания "Картрэйд" планирует увеличить свою долю на российском рынке на 10—20 %

По данным специалистов компании по итогам 2007 г. компания "Картрэйд" вошла в тройку лидеров по величине доли рынка, которая составляет 10,5 %.

Рост объема продаж спецтехники компанией "Картрэйд" в 2007 г. по сравнению с показателями 2006 г. составил 39 %. Увеличение объема продаж обусловлено ростом российского рынка спецтехники, который определили высокие темпы развития экономики, в частности, логистического комплекса.

Увеличение в 2008 г. доли "Картрейд" на российском рынке спецтехники на 10—20 % по прогнозам специалистов компании произойдет за счет роста потребности в складской технике, а также благодаря усилению бренда Doosan, эксклюзивным дистрибьютором которого является "Картрейд".

Усиление бренда Doosan во многом обусловлено следующими событиями 2007 г.: покупкой Bobcat, модернизацией модельного ряда погрузчиков Doosan под нужды каждого потребителя, усилением экологических стандартов и повышением эргономики погрузчиков, выходом новой серии Doosan Pro 5.

Новые погрузчики Doosan обладают следующими характеристиками: экономические газовые дизели и бензиновые двигатели большей мощности с регулируемым уровнем эмиссии; экономичные трехфазные двигатели переменного тока для электропогрузчиков; практически необслуживаемые маслоохлаждаемые дисковые тормозные механизмы, гидроуправление с блокировкой подъема и наклона; СКПО (система контроля присутствия оператора).

Новая версия погрузчиков Doosan оснащена системой OSS (специальной программой присутствия оператора), обеспечивающей блокировку гидравлической системы подъема и звуковую сигнализацию в случае, если оператор покинул свое рабочее место, не включив стояночную тормозную систему. Входящая в базовую стандартную комплектацию многодисковая тормозная система с масляным охлаждением, ноу-хау Doosan-Daewoo, увеличивает сопротивление по сравнению с системой с колодочными тормозными механизмами, обеспечивая долгосрочную их работу и исключая перегрев. Данные характеристики ориентированы на повышение производительности работ, снижение эксплуатационных расходов,увеличение безопасности.

Компания "Картрэйд" — один из ведущих дистрибьюторов в России подъемно-транспортного и складского оборудования. Работает на рынке более 15 лет, эксклюзивный дистрибьютор всемирно известного производителя подъемно-транспортного оборудования Doosan Infracore.

Компания Doosan-Daewoo Infracore — крупная корейская корпорация, производящая строительную, погрузочную, складскую и другую специализированную технику.

(По материалам компании "Картрэйд")

Московский государственный
технический университет
им. Н. Э. Баумана

Кафедра "Двигателей внутреннего сгорания"

П. П. Петров,
А. М. Савенков,
Н. А. Лапушкин;
Научно-производственная фирма "ЭКИП"

Перспективные силовые установки транспортного назначения, работающие на альтернативных топливах

Рассмотрены силовые установки для транспортных средств, работающие на альтернативном топливе. Показана возможность осуществления однотопливного рабочего процесса газового дизеля с воспламенением от сжатия с высокими экологическими и улучшенными экономическими показателями.

Использование компримированного природного газа в качестве моторного топлива экономически выгодно, поскольку его отпускная цена значительно ниже стоимости дизельного топлива. Существующие технологии использования газового топлива предусматривают его воспламенение в цилиндре от электрической искры или от запальной дозы жидкого топлива.

Газовые дизели обладают хорошими потребительскими качествами, позволяют частично заместить дизельное топливо газовым (от 50 до 80 %), уменьшить дымность отработавших газов в 2—4 раза. Однако топливная экономичность сегодняшних газовых дизелей ниже дизелей, выбросы вредных веществ также не удовлетворяют международным нормам (особенно углеводородов и монооксида углерода). Двухтопливная система питания газового дизеля в регионах с критическим снабжением жидким топливом значительно осложняет эксплуатацию транспортных средств.

В форсированных транспортных двигателях, конвертированных из дизелей, воспламенение газового топлива электрической искрой практически не используется, так как требуются значительные изменения конструкции исходного двигателя и не обеспечивается стабильное искрообразование из-за больших давлений в цилиндре в конце сжатия (а следовательно, стабильность мощности двигателя). Кроме того, выше эксплуатационный расход топлива по сравнению с газодизельным двигателем той же мощности.

В связи с этим актуальной является разработка технологий использования природного газа в однотопливном газовом двигателе с воспламенением от сжатия (в газовом дизеле), чтобы снять вопросы обеспечения высокой экономичности и требуемых экологических показателей, а также проблему зависимости транспортных предприятий от конъюнктуры на рынке жидких моторных топлив и их доставки в труднодоступные регионы. Поэтому необходимы новые подходы к организации рабочего процесса газового двигателя, в частности, такие, которые позволили бы создать полноценный газовый двигатель с внешним смесеобразованием и активаторами воспламенения, получаемыми из природного газа непосредственно на борту транспортной силовой установки (СУ).

В качестве активатора воспламенения основной газовоздушной смеси идеально подходит диметиловый эфир. Однако его получение на борту транспорт-

ной установки весьма затруднительно. Процесс получения активаторов состоит из нескольких стадий. Исходным промежуточным продуктом получения различных соединений (метанол, диметиловый эфир и прочие высокомолекулярные углеводороды) является синтез-газ, состоящий в основном из водорода и оксида углерода. Синтез-газ получают конверсией метана путем частичного окисления кислородом (воздухом), водяным паром, двуоксидом углерода или их смесями.

Практический интерес в качестве химического инициатора горения представляет, прежде всего, сам синтез-газ, так как при этом существенно упрощаются системы приготовления, управления и подачи активаторов воспламенения.

Процесс неполного термического окисления углеводородов происходит по следующей реакции

$$C_nH_{2n+2} + \frac{1}{2}nO_2 + 1{,}887nN_2 \leftrightarrow nCO + (n+1)H_2 + 1{,}887nN_2.$$

Получить синтез-газ из метана можно в данном случае двумя путями: наиболее распространенным в промышленности процессом каталитической воздушной конверсии или в химических реакторах сжатия на базе энергетических машин. В последнее время разработано устройство на основе плазменной конверсии метана в синтез-газ (Институт водородной энергетики и плазменных технологий при РНЦ "Курчатовский институт").

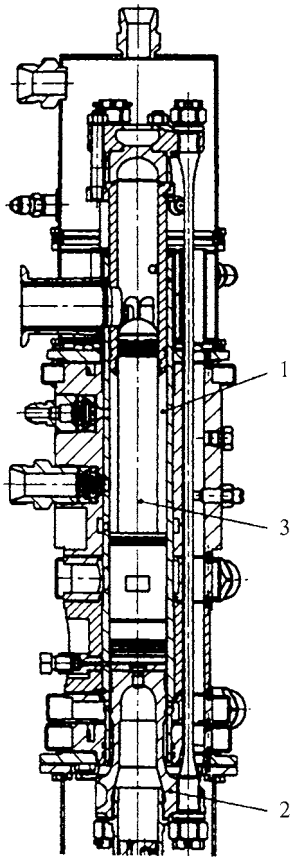


Рис. 1. Продольный разрез СПГКСТ

Однако габаритные размеры и масса описанных устройств оказываются неприемлемыми для транспортных СУ. Поэтому наибольший практический интерес представляет свободнопоршневой генератор компримированного синтез-газа (СПГКСГ). В таком агрегате можно осуществить реакцию частичного окисления углеводородного сырья при температуре свыше 1800 °С и недостатке кислорода. При наличии в реакторе продуктов сгорания двигателя процесс может проходить даже с коэффициентом избытка воздуха менее 0,25 (стехиометрия для реакции метана). Важным преимуществом предлагаемой технологии является возможность реализации бессажевого процесса конверсии и без катализаторов. По сравнению с традиционными установками СПГКСГ имеет в 5—8 раз меньшую массу и в 8—11 раз меньшие удельные энергозатраты.

Продольный разрез СПГКСГ при положении поршня 3 в ВМТ реактора представлен на рис. 1. СПГКСГ включает импульсный адиабатический реактор, приводной двигатель и компрессор 1. Приводной двигатель — газовый двухтактный дизель (воспламенение от сжатия) с петлевой продувкой, с подачей топлива в конце продувки, высоким наддувом и полной теплоизоляцией камеры сгорания. Цилиндр двигателя составляет с золотником реактора 2 единую подвижную систему, заключенную в неподвижный цилиндр.

Для подачи синтез-газа в цилиндр в конце процесса сжатия разработана аккумуляторная система подачи топлива с электроуправляемыми форсунками (рис. 2). Она обеспечивает оптимальный закон впрыска запальной дозы топлива (синтез-газа) в зависимости от скоростного и нагрузочного режимов работы двигателя, что благоприятно сказывается на экономичности двигателя и возможности выполнения международных норм (Евро-5) на выброс в окружающую среду токсичных веществ.

Схема СУ с однотопливным газовым дизелем транспортного назначения при криогенной системе хранения жидкого метана приведена на рис. 3. Для обеспечения управляемости процесса сгорания во всем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя необходимо жестко выдерживать

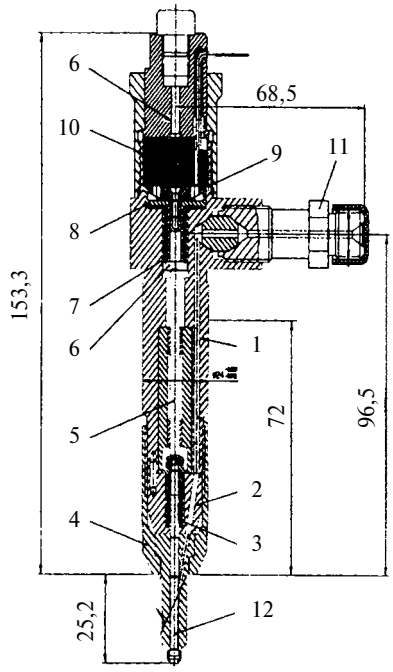


Рис. 2. Клапанно-щелевая форсунка с электронным управлением:

1 — корпус форсунки; 2 — проставка; 3 — пружина форсунки; 4 — гайка распылителя; 5 — штанга; 6 — упор; 7 — пружина; 8 — экран; 9 — якорь; 10 — электромагнит; 11 — штуцер подвода топлива; 12 — клапан форсунки

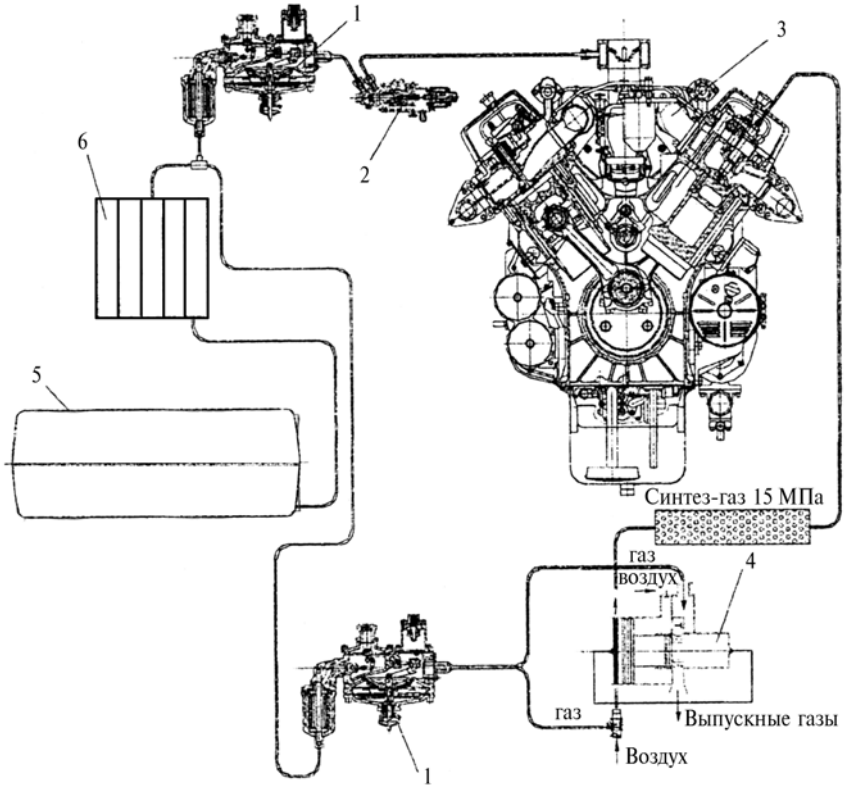


Рис. 3. Схема транспортной силовой установки с однотопливным газовым дизелем и криогенной системой хранения жидкого метана:

1 — редуктор; 2 — дозатор газа; 3 — газовый дизель; 4 — генератор газа; 5 — бак; 6 — газификатор

температуру в начале сжатия. Причем ее нужно увеличить на 30—50° для номинального режима, т. е. уменьшить промежуточное охлаждение надувочного воздуха и ввести управляемую рециркуляцию продуктов сгорания. При этом возможно снижение мощности двигателя на 8—10 %.

Система упростится, если ограничить число допустимых режимов работы камеры сгорания и разделить процессы сгорания топлива и движение колеса транспортного средства.

Такая организация рабочего процесса характерна для гибридных СУ (ГСУ). Они включают первичный двигатель, генератор (электрический, пневматический или гидравлический), аккумуляторы и обратимые (для рекуперации энергии торможения) тяговые двигатели. Первичный двигатель преобразует химическую энергию топлива в энергию носителя, в качестве которого могут быть электрический ток, сжатый газ (воздух), жидкость или механическая энергия, передаваемая от поршня трансмиссии. Организация работы СУ по раздельному циклу позволяет существенно увеличить эксплуатационный КПД и улучшить экологические показатели. Сгорание топлива происходит на расчетных режимах с постоянной мощностью, а необходимую тяговую характеристику и сглаживание колебаний мощности, передаваемой трансмиссии, обеспечивают тяговые двигатели и аккумуляторы рабочего тела. Применение ГСУ позволяет уменьшить установленную мощность первичного двигателя. Выбор рациональной схемы ГСУ в значительной степени определяется типом передачи.

В случае электрической трансмиссии применяют электрохимические аккумуляторы и молекулярные конденсаторы. Первые ограничены по скорости зарядки и разрядки, а вторые имеют значительные потери на саморазряд. По сравнению с механической коробкой передач система получается более громоздкой, но позволяет рекуперировать энергию торможения.

Гидрообъемная трансмиссия решает те же задачи, что и предыдущая, но основным рабочим телом является жидкость. Гидравлические системы обладают малой постоянной времени, поэтому используются в качестве исполнительно-усилительных элементов в системах управления, обеспечивая высокое быстродействие. Современные гидронасос и гидромотор обладают высоким КПД, соизмери-

мым с КПД электропередачи при существенно меньших массе и стоимости. Обратимый гидравлический двигатель в насосном режиме также пригоден для рекуперации энергии торможения. Эта энергия накапливается в гидропневматических аккумуляторах. С точки зрения эффективного аккумулирования энергии гидравлическая часть системы является избыточной. Использование для зарядки аккумуляторов азота и разделителя сред с учетом дополнительных потерь в гидромоторе и гидронасосе ограничивает применение данной схемы гибридной СУ.

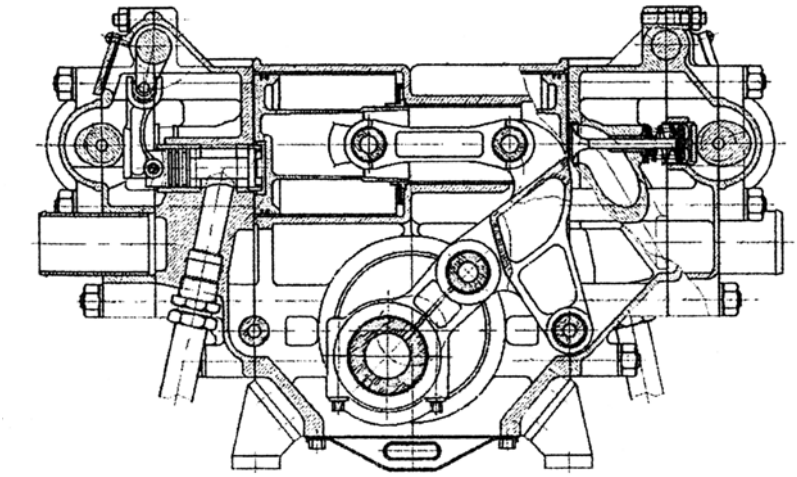


Рис. 4. Поперечный разрез поршневого детандера

В случае пневматической передачи в качестве рабочего тела используются воздух и (или) продукты сгорания топлива. От предыдущих типов передач она отличается тем, что это единственный тип передачи, который может повысить КПД на колесе по сравнению с КПД исходного двигателя за счет регенерации энергии выпускных газов.

Во всех рассмотренных случаях система оказывается громоздкой. Это происходит из-за того, что размеры первичного двигателя (ДВС с КШМ) изменены по условиям разгона, первичный двигатель имеет ограниченные возможности и лишние звенья передач и преобразователей. В случае гидравлической или пневматической передачи при мощностях до 1000 кВт используются объемные расширительные машины (ОРМ). В результате поступательное движение поршня ДВС преобразуется во вращательное коленчатого вала, а затем вращательное движение приводного вала гидронасоса или компрессора — в поступательное движение плунжера или поршня. Очевидно, что вращательное движение здесь лишнее. Избыточные связи приводят:

— к увеличению массы, объема и стоимости СУ,

— к возрастанию потерь при преобразовании поступательного движения во вращательное и обратно,

— накладывают дополнительные ограничения на параметры рабочего процесса первичного двигателя.

Если поршни первичного двигателя и преобразователя (генератора) соединить, то получим свободнопоршневой двигатель-генератор, т. е. свободнопоршневой двигатель-гидронасос (СПДГН), свободнопоршневой двигатель-компрессор (СПДК), свободнопоршневой двигатель — линейный электрогенератор, или генератор рабочего тела (ГРТ) в виде продуктов сгорания. Возможна комбинация всех перечисленных вариантов.

ГСУ в составе СПД и ОРМ вырождается в обычный комбинированный СПД (КСПД) с двумя потоками мощности (продукты сгорания и сжатый воздух) и аккумуляторами рабочего тела, которые обеспечивают сглаживаемые пиковые нагрузки и рекуперацию энергии торможения.

На рис. 4 приведен вариант исполнения ОРМ. Дифференциальный поршень обеспечивает двухступенчатое расширение — сжатие рабочего тела, а также раздельное расширение продуктов сгорания и воздуха.

Соотношение площадей поршней зависит от максимального и минимального давления воздуха в пневмопередаче и принятой схемы разделения газовых потоков.

На рис. 5 приведен продольный разрез базового модуля СПД, который в зависимости от назначения может работать в режимах СПДГН, СПДК, ГРТ, на привод линейного электрогенератора или в их комбинации.

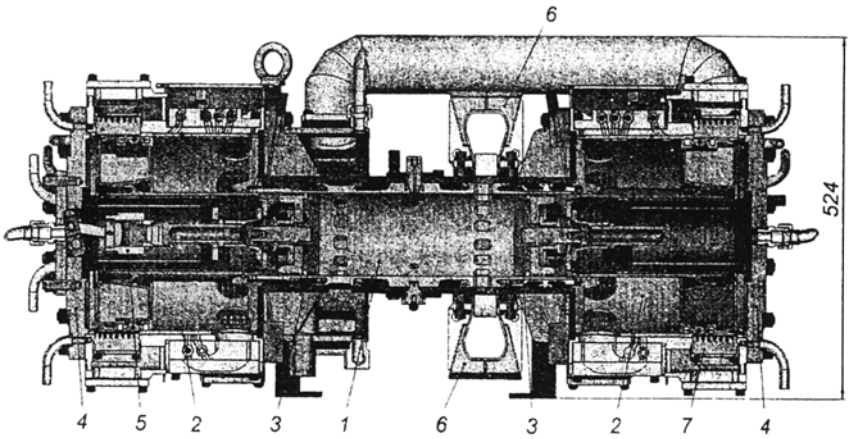


Рис. 5. Базовый модуль СПД:

1 — остов; 2 — компрессоры; 3 — поршни; 4 — буферные крышки; 5 — механизм пуска; 6 — выпускные патрубки; 7 — клапаны

Применение СПД позволяет исключить лишние передающие и преобразующие энергию или движение звенья, т. е. уменьшить диссипативные потери и снять ограничения, препятствующие росту КПД. Длительные режимы холостого хода либо исключаются (пусковые качества СПД это позволяют) или средневзвешенная частота циклов доводится до уровня 10 в 1 мин. Тепловой режим можно обеспечить рециркуляцией выпускных газов или с помощью теплового аккумулятора. Поэтому эксплуатационный КПД КСПД может достигать 40—45 %. За счет рекуперации энергии торможения эксплуатационный КПД можно довести до 50 %.

Дальнейшее развитие эта схема получит, если воздушные аккумуляторы заряжать холодным (при температуре окружающей среды) сжатым воздухом при экипировке транспортного средства, а перед расширением в ОРМ воздух подогревать в регенераторе продуктами сгорания СПД или в тепловом аккумуляторе.

В этом случае не только обеспечивается кратковременный "зеленый" режим работы силовой установки, но и утилизируется энергия выпуска, т. е. коэффициент эффективного использования теплоты топлива на транспорте можно довести до 65—75 %.

Унифицированные СПД в составе генерирующих модулей при падении нагрузки менее 50 % можно переводить в режим компрессора, тогда устраняются потери, связанные с преобразованием энергии продуктов сгорания в электроэнергию, а затем в энергию сжатого воздуха.

Таким образом, возможно осуществление однотопливного рабочего процесса газового дизеля с воспламенением от сжатия с высокими экологическими показателями на уровне международных стандартов. Существенное улучшение экологических показателей и эксплуатационной экономичности достигается в гибридных СУ.

Централизованное аккумулирование энергии путем сжатия воздуха и заправка им автотранспорта с гибридными СУ позволяет:

— утилизировать "бросовую" теплоту автомобилей на нужды отопления,

— выровнять суточный график энергопотребления,

— использовать сжатый воздух для покрытия пиковых нагрузок,

— снизить эксплуатационный расход топлива автотранспортом и выбросы вредных веществ;

— снизить общий уровень загрязнений в мега- и экополисах.

Дальнейшее совершенствование показателей достигается в гибридных силовых установках на базе СПД.

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 & Конструкция

А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук

Техническое обслуживание и ремонт сцепления автомобилей

Рассмотрены основные повреждения сцепления и дефекты деталей, а также операции технического обслуживания и ремонта сцеплений автомобилей различных моделей.

Сцепление, предназначенное для отсоединения деталей от трансмиссии при переключении передач, резком торможении, плавного соединения двигателя с трансмиссией при трогании с места, предохранения двигателя и трансмиссии от перегрузок, передачи крутящего момента от двигателя на коробку передач, расположено в картере двигателя и состоит из механизма сцепления и привода управления.

Сцепление разделяют на сухое, постоянно включенное, одно- или двухдисковое, с диафрагменной пружиной или с периферийным расположением нажимных пружин. Например, на автомобиле ГАЗ-3110 устанавливают два типа сцепления: с диафрагменной пружиной и периферийным расположением пружин. На моделях с двигателем ЗМЗ-4062 применяют только сцепление с диафрагменной пружиной.

Привод управления сцеплением — механический, гидравлический, на некоторых автомобилях имеется пневматический усилитель.

Основные неисправности сцепления. Признаками неисправности сцепления являются:

— нарушение регулировки привода, вызывающее неполное выключение и неплавное включение сцепления, пробуксовку дисков;

— изнашивание фрикционных накладок ведомого диска, подшипника муфты выключения сцепления, манжеты рабочего цилиндра привода сцепления;

— потеря герметичности усилителя.

Неполное выключение сцепления появляется в результате увеличенного свободного хода педали (при механическом приводе) или уменьшении хода поршня рабочего цилиндра (при гидравлическом приводе), а также вследствие деформации ведомого диска. Пробуксовка дисков сцепления возникает при ослаблении или поломке нажимных пружин, изнашивании или короблении поверхностей трения маховика и нажимного диска, замасливании фрикционных накладок ведомого диска. Неплавное включение сцепления обусловливается изнашиванием накладок ведомого диска, затрудненным перемещением ступицы ведомого диска, неодновременным нажатием подшипника выключения, заеданием педали сцепления на оси. Периодичность появления этих неисправностей зависит, главным образом, от дорожных условий, нагрузки на автомобиль, количества транспортных средств на дорогах, а также от практических навыков водителей. В табл. 1 приведены возможные неисправности, признаки и причины, способы устранения неисправностей сцепления.

Работы, выполняемые при ТО сцепления. При ЕО выполняют контрольно-осмотровые работы по определению технического состояния и герметичности сцепления, а также операции по проверке его работоспособности.

При ТО-1 дополнительно к работам, выполняемым при ЕО, проверяют состояние и действие оттяжных пружин педали сцепления и рычага вала вилки выключения сцепления, уровень жидкости в гидроприводе выключения сцепления и герметичность гидропривода, крепление кронштейна и составных частей гидроцилиндра усилителя. При необходимости регулируют свободный ход педали сцепления. При обнаружении утечки тормозной жидкости надо подтянуть хомуты крепления шланга и гайки крепления трубок. Если на шланге имеются трещины, надрывы или резина потеряла эластичность, то его заменяют.

При ТО-2 дополнительно к работам, выполняемым при ТО-1, проверяют работу сцепления и усилителя привода, свободный и полный ход педали сцепления, крепление картера сцепления. Регулируют ход педали сцепления, подтягивают детали крепления картера сцепления и гидроцилиндра усилителя.

1. Неисправности сцепления, причины и способы их устранения

Неисправность	Признак неисправности	Причина неисправности	Способ устранения
Сцепление "буксует" (неполное включение)	Автомобиль медленно развивает скорость или его скорость медленно уменьшается на подъеме	Нет зазора между упорным кольцом и выжимным подшипником (отсутствует свободный ход муфты)	Отрегулировать зазор
	В кабине ощущается специфический запах горящих накладок	Попадание смазочного материала на поверхность трения	Снять сцепление и промыть поверхность трения
		Изнашивание фрикционных накладок	Заменить фрикционные накладки
		Поломка или потеря упругости нажимных пружин	Заменить нажимные пружины
Сцепление "ведет" (неполное выключение)	Включение передач сопровождается скрежетом	Большой зазор между упорным кольцом и выжимным подшипником	Зазор отрегулировать
	Резко возрастает усилие на рычаге при переключении передач	Коробление ведомых дисков или разрушение и обрыв накладок	Диски заменить
		Попадание воздуха в гидропривод или утечка жидкости	Жидкость долить, утечку устранить, из гидросистемы воздух удалить ("прокачать систему")
Увеличенное усилие на педали сцепления	При нажатии на педаль сопротивление возрастает	Не попадает сжатый воздух в пневмоусилитель (пневмоусилитель не работает)	Заменить клапан
		Заклинивание следящего поршня	Заменить манжету или кольцо следящего поршня
Сцепление включается резко	Автомобиль трогается с места рывком	Разбухание уплотнительных манжет гидропривода	Заменить уплотнительные манжеты
Шум в механизме сцепления	Повышенный уровень шума в механизме сцепления при его включении	Разрушение подшипника включения сцепления	Заменить подшипник
		Повышенное биение упорного кольца оттяжных рычагов	Механизм выключения отрегулировать
Запаздывание включения сцепления	Автомобиль трогается с запаздыванием после отключения педали	Застаивание жидкости в гидросистеме	Гидросистему промыть
		Заклинивание следящего поршня	Заменить манжету следящего поршня
		Задиры в соединениях ведущих дисков	Устранить задир

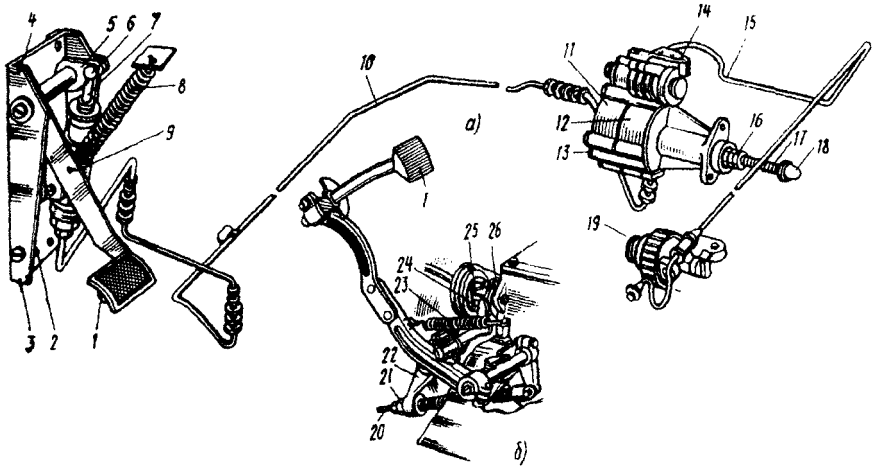
При проведении СО, кроме операций ТО-2, проводят замену смазочного материала в трущихся узлах и механизмах сцепления, а также жидкости в системе гидропривода сцепления в соответствии с эксплуатацией в данном климатическом районе.

Для обеспечения свободного хода муфты выключения сцепления по мере изнашивания накладок ведомых дисков возникает необходимость в регулировке привода сцепления. Привод выключения сцепления автомобилей КамАЗ — гидравлический. Регулировка привода сцепления автомобилей КАМАЗ заключается в проверке и регулировке свободного хода педали сцепления, свободного хода муфты выключения сцепления и полного хода толкателя пневмоусилителя.

Свободный ход педали сцепления автомобилей КАМАЗ, соответствующий началу работы главного цилиндра, должен составлять 6—12 мм, и измеряют его в средней части площади педали сцепления (рис. 1, *а*). Если свободный ход выходит за указанные пределы, то регулируют зазор между поршнем 3 и толкателем 1 поршня главного цилиндра эксцентриковым пальцем 6 (см. рис. 1, *а*), который соединяет верхнюю проушину толкателя 7 с рычагом 5 педали. Регулировать зазор при

Рис. 1. Привод механизма выключения сцепления:

а — гидравлический автомобилей КАМАЗ; б — механический автомобилей ЗИЛ; 1 — педаль сцепления; 2 — нижний упор; 3 — кронштейн; 4 — верхний упор; 5 — рычаг; 6 — эксцентриковый палец; 7 — толкатель поршня; 8 и 23 — оттяжные пружины; 9 — главный цилиндр; 10 — гидравлический шланг ; 11 — передний корпус пневмоусилителя; 12 —задний корпус пневмоусилителя; 13 — пробка; 14 — перепускной клапан; 15 — пневмолиния; 16 — защитный чехол; 17 — толкатель поршня пневмоусилителя; 18 — сферическая регулировочная гайка; 19 — редукционный клапан; 20 — тяга вилки с пружиной; 21 — регулировочная гайка; 22 — рычаг вилки; 24 — вилка выключения сцепления; 25 — муфта выключения сцепления с выжимным подшипником; 26 — возвратная пружина



положении, когда оттяжная пружина 8 прижимает педаль сцепления к верхнему упору 4. Вращением пальца 6 добиваются требуемого перемещения педали от верхнего упора до момента касания толкателем поршня. Затем затягивают и зашплинтовывают корончатую гайку. Полный ход педали сцепления должен составлять 185—195 мм.

Для определения свободного хода муфты сцепления перемещают рычаг вала вилки выключения сцепления от сферической поверхности гайки 18 толкателя 17 (см. рис. 1, *а*) пневмоусилителя при отсоединенном положении оттяжной пружины сцепления от рычага. Если свободный ход оттяжного рычага сцепления, измеренный на радиусе 90 мм, окажется меньше 3 мм, то его регулируют гайкой 18 до значения 3,7—4,6 мм. Это соответствует свободному ходу муфты выключения сцепления 3,2—4 мм.

Полный ход толкателя пневмоусилителя проверяют после нажатия на педаль сцепления до упора. Для автомобилей КАМАЗ он должен быть не менее 25 мм. При меньшем ходе не обеспечивается полное выключение сцепления. При недостаточном перемещении толкателя пневмоусилителя проверяют свободный ход педали сцепления, количество жидкости в главном цилиндре привода сцепления и при необходимости прокачивают гидросистему привода сцепления.

При регулировке свободного хода педали сцепления с механическим приводом (рис. 1, *б*) отворачивают на несколько оборотов контргайку гайки 21, вращают гайку 21, изменяя длину тяги 20. Для увеличения свобод-

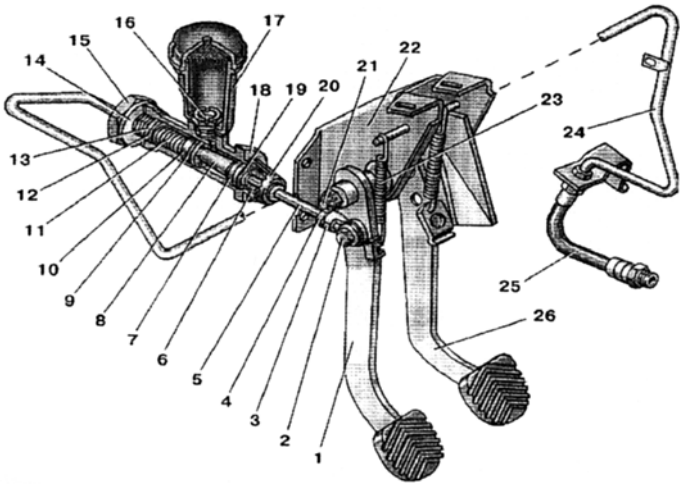


Рис. 2. Привод сцепления автомобиля ГАЗ-3110:

1 — педаль сцепления; 2 — ось толкателя; 3 — проушина толкателя; 4 — гайка; 5 — толкатель; 6 — стопорное кольцо; 7 — манжета; 8 — поршень; 9 — клапан; 10 — внутренняя манжета; 11 — пружина; 12 — обойма клапана; 13 — упорное кольцо; 14 — прокладка; 15, 16 — штуцеры; 17 — бачок; 18 — главный цилиндр; 19 — упорная шайба; 20 — защитный колпак; 21 — ось педали сцепления; 22 — кронштейн; 23 — возвратная пружина; 24 — трубка; 25 — шланг; 26 — тормозная педаль

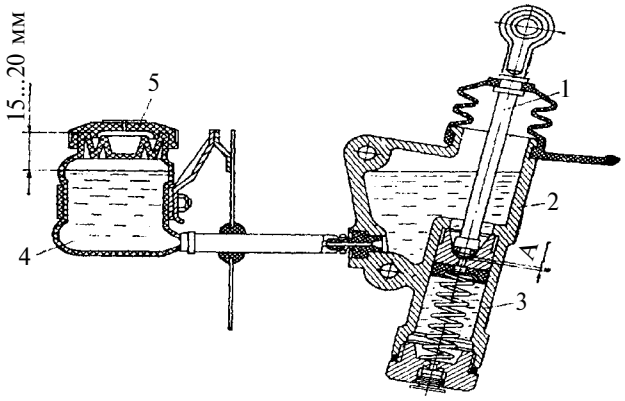


Рис. 3. Главный цилиндр привода сцепления автомобилей КамАЗ:

1 — толкатель (шток) поршня; 2 — корпус цилиндра; 3 — поршень; 4 — корпус бачка; 5 — пробка; А — зазор свободного хода главного цилиндра

ного хода отвертывают гайки 21, а для уменьшения — завертывают. После регулировки, удерживая гайку 21 неподвижно, затягивают до отказа контргайку.

Регулировке в гидравлическом приводе сцепления автомобиля ГАЗ-3110 (рис. 2) подлежит полный ход педали, который должен быть в пределах 145—160 мм, так как свободный ход педали не регулируется. Ход педали регулируют изменением длины толкателя 5 главного цилиндра 18. Для этого отсоединяют толкатель 5 от педали 1, ослабляют гайку 4 регулировочного узла толкателя 5 и вращают проушину 3 в требуемую сторону до получения необходимого результата. Затем затягивают гайку и подсоединяют толкатель к педали.

Прокачку гидросистемы привода сцепления автомобилей КАМАЗ выполняют после устранения негерметичности гидропривода для удаления воздушных пробок в следующем порядке: снимают с бачка 4 (рис. 3) главного цилиндра пробку 5 и заполняют бачок рабочей жидкостью до уровня не менее 15—10 мм от верхней кромки заливной горловины бачка. При заполнении системы рабочей жидкостью применяют сетчатый фильтр во избежание попадания в нее посторонних примесей; снимают с перепускного клапана 14 на пневмоусилителе (см. рис. 1, *а*) колпачок и надевают на головку клапана шланг для прокачки гидропривода. Свободный конец шланга опускают в стеклянный сосуд вместимостью 0,5 л, наполненный рабочей жидкостью на 0,25—0,35 высоты сосуда; отвертывают на 0,5—1,0 оборот перепускной клапан и последовательно резко нажимают на педаль сцепления до упора в ограничитель хода с интервалами между нажатиями 0,5—1,0 с до прекращения выделения пузырьков воздуха из рабочей жидкости, поступающей по шлангу в стеклянный сосуд.

При прокачке добавляют рабочую жидкость в систему, не допуская снижения ее уровня в бачке ниже 40 мм от верхней кромки заливной горловины бачка во избежание попадания в систему воздуха. По окончании прокачки при нажатой до упора педали сцепления завертывают до отказа перепускной клапан, снимают с головки клапана шланг, надевают колпачок. После прокачки системы доливают свежую рабочую жидкость в бачок до нормального уровня. Качество прокачки определяют величиной полного хода толкателя пневмоусилителя.

Уровень жидкости "Нева" в бачке главного цилиндра привода механизма выключения сцепления автомобилей КАМАЗ проверяют с помощью щупа из комплекта инструмента водителя. Для проверки уровня жидкости открывают пробку 5 (см. рис. 3) заливной горловины бачка 4. При этом уровень жидкости относительно верхней кромки заливной горловины должен быть не ниже 15—20 мм. Нор-

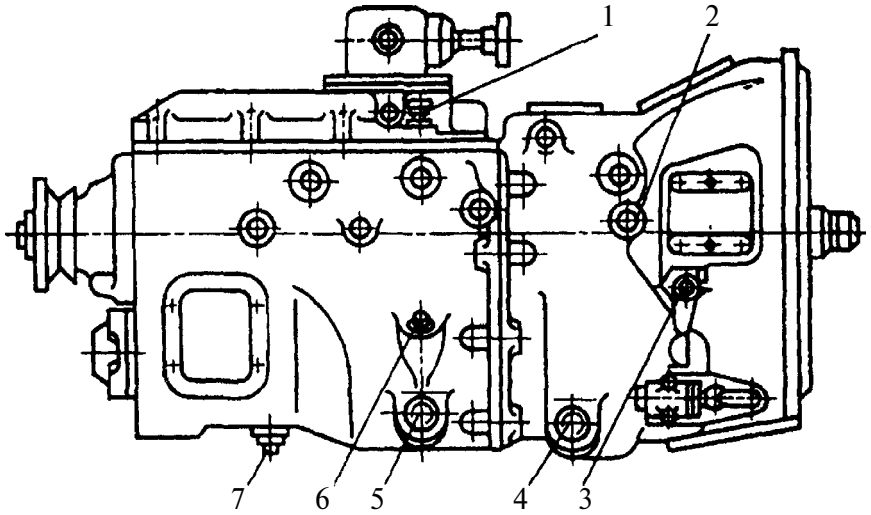


Рис. 4. Точки смазывания сцепления и коробки передач с делителем автомобилей КАМАЗ:

1 — сапун; 2 — пресс-масленка выжимного подшипника; 3 — пресс-масленка опоры; 4 и 5 — сливные пробки с магнитом; 6 — пробка заливного отверстия с указателем уровня; 7 — пробка сливного отверстия

мальный уровень жидкости в гидроцилиндре соответствует 40 мм длины смоченной поверхности щупа, допустимый 10 мм. Полный объем жидкости в гидроприводе сцепления составляет 280 см^3. Один раз в три года осенью заменяют жидкость в системе гидропривода сцепления.

Контроль и слив конденсата в гидроцилиндре пневмоусилителя автомобилей КАМАЗ осуществляют после отвертывания пробки 13 (см. рис. 1, *а*) в переднем корпусе пневмоусилителя. Для полного удаления конденсата цилиндр продувают легким нажатием на педаль сцепления.

Смазывание сцепления и промывку гидросистемы привода рассмотрим на примере сцепления автомобилей КАМАЗ. Втулки вала выключения сцепления смазывают через две пресс-масленки 3 (рис. 4), а подшипник муфты выключения сцепления — через пресс-масленку 2 шприцем. Во избежание попадания смазочного материала в картер сцепления число качков шприцем не должно превышать трех.

Гидросистему привода сцепления промывают техническим спиртом или чистой тормозной жидкостью с периодичностью не реже одного раза в три года. При этом полностью разбирают главный цилиндр и пневмоусилитель. Трубопроводы после промывки продувают сжатым воздухом, предварительно отсоединив их с обоих концов. Затвердевшие, изношенные или с повреждениями рабочих кромок манжеты заменяют новыми. Перед сборкой поршни и манжеты смазывают тормозной жидкостью. После заполнения гидросистемы привода сцепления свежей тормозной жидкостью,ее прокачивают для удаления появившихся пузырьков воздуха.

(Окончание следует)

Калужская область становится центром иностранных инвестиций

В феврале 2008 г. стало известно, что крупнейшая южнокорейская компания Lotte Confectionary к 2009 г. построит в г. Обнинске Калужской обл. кондитерскую фабрику стоимостью в несколько десятков миллионов долларов.

И если появление в Калужской области инвестиций из Азии пока не стало тенденцией, то европейские компании уже давно осваивают данный регион. Так, недавно французская компания PSA Peugeot Citroen подписала соглашение о сотрудничестве и инвестициях с правительством Калужской области и г. Калуга.

Планируется, что в Калуге будет построен новый завод, который займет площадь около 200 га, четвертая часть из которых будет отведена под склад комплектующих. Мощность завода составит около 150 000 автомобилей в год. Пустить завод планируется в 2010 г.

Так как автомобили от компании PSA Peugeot Citroen "Made in Kaluga" — дело будущего, то уже начиная с этого года российские покупатели смогут приобрести автомобили марок Skoda Octavia и Skoda Octavia Tour, произведенные в Калуге. Примечательно, что с началом производства в России стоимость техники снизилась. Для Skoda Octavia Tour понижение составило 19—34 тыс. руб., а для Skoda Octavia — 26—58 тыс. руб.

Планируется, что уже в 2008 г. в Калуге будет осуществлена сборка около 66 000 автомобилей Skoda. Примечательно, что благодаря налаженной на заводе системе качества автомобиль, произведенный в России, ничем не будет отличаться от своего аналога, сделанного в Чехии.

В 2007 г. европейская компания Ruukki приобрела местный завод "Венталл"; после приобретения компания инвестировала около 30 млн. евро в модернизацию завода и расширение спектра выпускаемой продукции: полнокомплектных зданий и других металлоконструкций для промышленного строительства.

На состоявшемся 14 ноября 2007 г. в Калуге Дне качества компания Ruukki получила сразу четыре диплома в номинации "Лучшая продукция производственно-технического назначения", что еще раз подтвердило правильность выбранной стратегии по модернизации завода.

Выбор Калужской области в качестве объекта инвестиций не случаен. Регион имеет очень удобное географическое расположение недалеко от основных источников сбыта, развитую транспортную инфраструктуру. Немаловажно и наличие здесь таких научных центров, как г. Обнинск — настоящая "кузница высококвалифицированных кадров".

Неудивительно и то, что именно Калужская область вошла в число 7 российских технопарков, которые начнут действовать уже в этом году. Безусловно, придание этого статуса региону станет еще одним мощным стимулом для привлечения сюда иностранных и отечественных инвестиций.

А. Д. Назаров,
д-р техн. наук

Обеспечение действительной уравновешенности двигателей V-8 путем увеличения массогеометрических параметров отдельных противовесов коленчатого вала

Предложены способ и методики компенсации суммарно-неуравновешенных деталей крвошипно-шатунного механизма двигателей путем увеличения массогеометрических параметров и радиуса сектора противовесов коленчатого вала.

Установка в двигатели V-8 ремонтных, конструктивно и технологически усовершенствованных поршней, шатунов, поршневых колец и шатунных вкладышей вызывает на оси каждой шатунной шейки коленчатого вала суммарную неуравновешенную массу деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) $\Delta m_у$. Наличие $\Delta m_у$ приводит к появлению действующего в двигателях V-8 дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента ΔM_m. Последний является причиной увеличения действующих на коренные подшипники коленчатого вала нагрузок и неравномерности их распределения, а также нарушения уравновешенности двигателей V-8. Вследствие действия момента ΔM_R происходят прогиб и изгиб, вертикальные, поперечные и осевые колебания коленчатого вала, нарушаются условия смазывания в коренных подшипниках. В результате увеличиваются показатели и неравномерность изнашивания упомянутых подшипников, снижаются ресурс и вероятность безотказной работы, ухудшаются виброакустические показатели двигателей. Следует также отметить, что использование в двигателях V-8 ремонтных и усовершенствованных деталей КШМ затрудняет, а чаще всего делает практически невозможной балансировку коленчатого вала и вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях их производства и особенно ремонта.

Приведенные данные и положения указывают на необходимость компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ $\Delta m_у$ и устранения неуравновешенного момента ΔM_R. Установлено, что это можно получить увеличением массогеометрических параметров отдельных или всех противовесов коленчатого вала.

Рассмотрим теоретические основы и способ компенсации суммарных неуравновешенных масс деталей КШМ двигателей V-8 рабочим объемом 6 л путем увеличения массогеометрических параметров противовесов, находящихся на продолжении 1, 3, 6 и 8-й щек коленчатого вала (рис. 1).

При всех способах уравновешивания двигателей V-8, в том числе рассматриваемом, массогеометрические показатели противовесов коленчатого вала должны соответствовать следующим требованиям: суммарные моменты $M_{в0}$ центробежных сил инерции противовесов и свободный неуравновешенный момент M_{R0} должны иметь одинаковые значения при противоположном направлении их векторов; углы $\alpha_{в0}$ и α_{R0} действия указанных моментов должны быть равными; углы

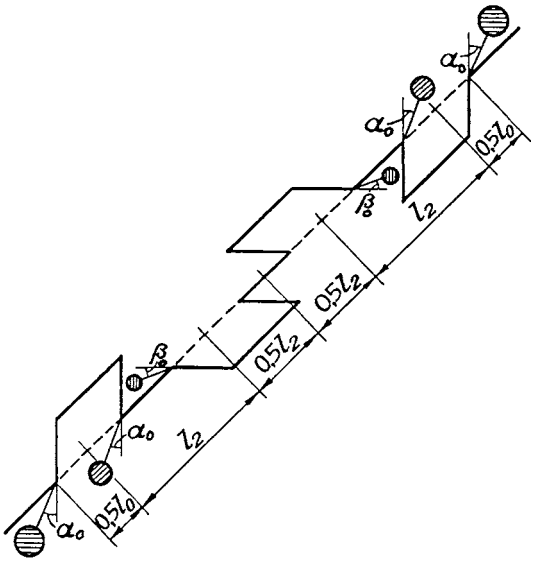


Рис. 1. Схема расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8 рабочими объемами 6 и 7 л

1. Некоторые параметры двигателей рабочим объемом 6 л и их коленчатого вала

Параметр	Значение	Параметр	Значение
$m_{в1}$, г	264,04	c_1	3,643
ρ_1, мм	54,7	c_2	2,357
$m_{в1}\rho_1$, г • мм	14 443,0	c_3	1,643
$m_{в2} = m_{в7}$, г	178,61	c_4	27,879
$\rho_2 = \rho_7$	51,9	c_5	18,210
$m_{в2}\rho_2 = m_{в7}\rho_7$, г • мм	9669,9	m_{c0}, г	554,76
$m_{в3} = m_{в6}$, г	166,57	$a_{в2c}$, мм	35,121
$\rho_3 = \rho_6$, мм	53,0	$\varphi_{в1} = \varphi_{в2} = \varphi_{в7} = \varphi_{в8}$, °	142,0
$m_{в3}\rho_3 = m_{в6}\rho_6$, г • мм	8828,2	$\varphi_{в3} = \varphi_{в6}$, °	116,0
$m_{в8}$, г	260,99	γ_u, г/см^3	0,79
ρ_8, мм	54,3	$r_{ci} = r_i$, мм	99,0
$m_{в8}\rho_8$, г • мм	14 171,8	$h_1 = h_8$, мм	34,0
k_1	0,642	$h_2 = h_3 = h_6 = h_7$, мм	21,0
k_2	0,611	$k_{в31} = k_{в33}$	1,042
c_0	0,981	—	—

размещения противовесов, находящихся на продолжении равноудаленных от центра тяжести среднего коренного подшипника щек коленчатого вала, должны иметь одинаковые значения; упомянутые противовесы в общем случае попарно должны располагаться в одной плоскости. Для двигателей с рассматриваемой схемой размещения противовесов (см. рис. 1) наряду с обеспечением упомянутых требований необходимо, чтобы значения масс $m_{в1}$ и $m_{в8}$, $m_{в2}$ и $m_{в6}$, $m_{в3}$ и $m_{в6}$, а также расстояния от центра тяжести до оси вращения ρ_1 и ρ_8, ρ_2 и ρ_7, ρ_3 и ρ_6, расположенных на продолжении 1 и 8, 2 и 7, 3 и 6-й щек коленчатого вала противовесов, рассчитанные при первоначальном проектировании двигателей, были одинаковыми. В этом случае значения $m_{в1}\rho_1$ и $m_{в8}\rho_8$, $m_{в2}\rho_2$ и $m_{в7}\rho_7$, $m_{в3}\rho_3$ и $m_{в7}\rho_6$ также будут равны. Эти требования для двигателей V_{st}-6 л не обеспечиваются ввиду конструктивных особенностей их коленчатого вала. Для них $m_{в1} > m_{в8}$; $\rho_1 > \rho_8$; $m_{в1}\rho_1 > m_{в8}\rho_8$, при соблюдении других требований (табл. 1) данное обстоятельство необходимо учитывать при уравновешивании исследуемых двигателей и разработке теоретических основ и способов компенсаций суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ.

При анализируемом способе суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ компенсируют увеличением значений величин $m_{в1}$ и ρ_1, $m_{в3}$ и ρ_3, $m_{в8}$ и ρ_8 соответственно на $\Delta m_{в1}$ и $\Delta\rho_1$, $\Delta m_{в3}$ и $\Delta\rho_3$, $\Delta m_{в8}$ и $\Delta\rho_8$. В этом случае величины $m_{в2}$ и ρ_2 остаются неизменными и их значения равны первоначальным, установленным в процессе проектирования двигателей. Поэтому для рассматриваемого способа момент сил энерции противовесов, расположенных на продолжении 2 и 7-й щек коленчатого вала, не изменяется.

Для двигателей рабочим объемом 6 л геометрическая сумма моментов M_{01}, M_{02}, M_{03}, вызываемых центробежными силами инерции параметров противовесов, находящихся на продолжении 1 и 8, 2 и 7, 3 и 6-й щек коленчатого вала, равна $M_{в0}$, а M_1, M_{02}, M_3 равна $M_в$ (рис. 2). Моменты M_{01}, M_{02} и M_{03} (рис. 2, *а*) соответствуют массогеометрическим параметрам упомянутых противовесов, определенным при первоначальном проектировании рассматриваемого двигателя и его коленчатого вала. Увеличение радиуса сектора противовесов для компенсации $\Delta m_у$ и устранения ΔM_R приводит к росту их массогеометрических параметров. Поэтому моменты M_1 и M_3 (рис. 2, *б*) соответствуют увеличенным значениям масеогеометрических параметров противовесов коленчатого вала. При этом увеличение моментов ΔM_1 и ΔM_3 центробежных сил инерции противовесов, расположенных на продолжении 1 и 8, 3 и 6-й щек коленчатого вала, определяется соответственно как алгебраическая разность значений моментов M_1 и M_{01}, M_3 и M_{03}.

При данном способе уравновешивания двигателей V-8 α_0 и β_0 размещения противовесов (см. рис. 1), рассчитанные в процессе первоначального проектирования двигателей, не изменяются. Поэтому моменты M_{01} и M_1, M_{03} и M_3, $M_{в0}$ и $M_в$ действуют под одними и теми же углами (см. рис. 2). Изложенное полностью относится и к исследуемым двигателям.

Принимая во внимание данные, изложенные в источниках [1, 2] и приведенные выше, получаем следующие формулы:

$$(m_{в1}\rho_1 + m_{в1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{в1}\rho_1) \times$$
$$\times \{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2(1 + \Delta m_{в1}/m_{в1} + \Delta\rho_1/\rho_1)^{-1}]^2 +$$
$$+ k_2^2\, c_3^2 + k_2[c_4 + k_1c_5(1 + \Delta m_{в1}/m_{в1} + \Delta\rho_1/\rho_1)^{-1}]\}^{0,5} =$$
$$= 3{,}162r\,(m_{c0} + \Delta m_у); \qquad (1)$$

$$m_{в1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{в1}\rho_1 = a_{в2c}\Delta m_у, \qquad (2)$$

где c_i и R_i — постоянные конструктивные коэффициенты [1, 2]; m_{c0} — постоянная масс для конкретных моделей двигателей [1]; $a_{в2c}$ — постоянный конструктивный параметр (коэффициент); r — радиус кривошипа.

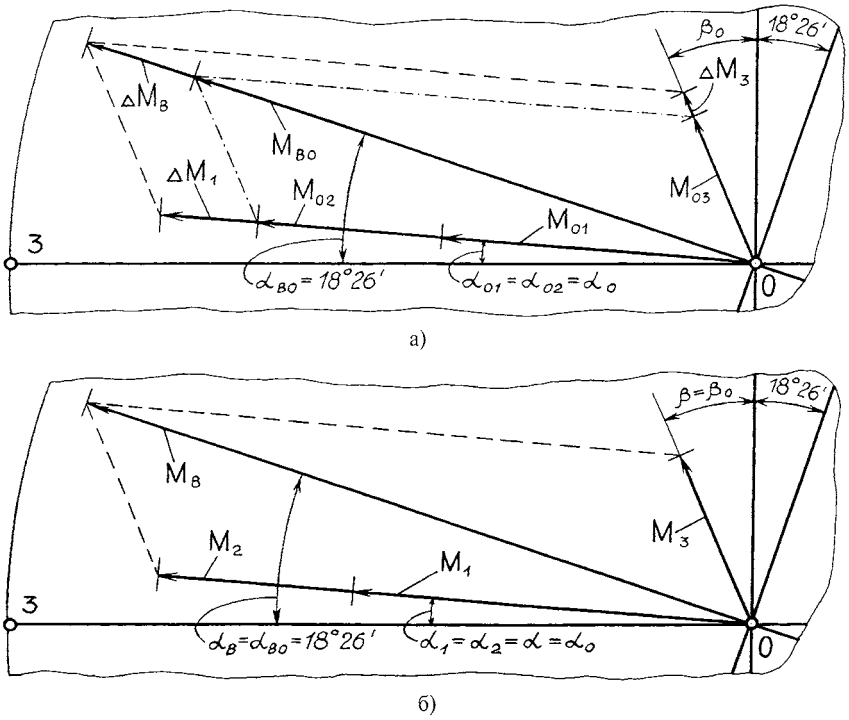


Рис. 2. Схема действия суммарного момента и его составляющих, вызываемых центробежными силами инерции от массогеометрических параметров противовесов при уравновешивании двигателей объемом 6 и 7 л, крайние противовесы коленчатого вала которых находятся в одной плоскости, а средние — в другой:

а и б — при радиусе сектора противовесов, рассчитанном при первоначальном проектировании двигателей, и после его увеличения для компенсации суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ и устранения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента

Расчетные значения приращений массогеометрических параметров первого противовеса коленчатого вала рассматриваемых двигателей определяют по выражениям

$$(m_{в1}\rho_1 + m_{в1}\Delta\rho_з + \Delta m_{вр1}\rho_1) \times$$
$$\times \{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2 \times$$
$$\times (1 + \Delta m_{вр1}/m_{в1} + \Delta\rho_{з1}/\rho_1)^{-1}]^2 +$$
$$+ k_2^2\, c_3^2 + k_2[c4 + k_1c_5(1 + \Delta m_{вр1}/m_{в1} +$$
$$+ \Delta\rho_{з1}/\rho_1)^{-1}]\}^{0,5} = 3{,}162r(m_{c0} + \Delta m_у); \quad (3)$$

$$\Delta m_{вр1} = (a_{в2c}\Delta m_у - m_{в1}\Delta\rho_{з1})\,\rho_1^{-1}, \quad (4)$$

где $\Delta\rho_{з1}$ — значение $\Delta\rho_1$, задаваемое на первой стадии расчетов для компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей КШМ.

Выявлено, что при расчетах для практических целей обычно бывает целесообразным задаваться необходимым для компенсации суммарно-неуравновешенных масс деталей кривошипно-шатунного механизма увеличением $\Delta m_{вз1}$ массы первого противовеса, а затем по нему определять расчетные значения приращения $\Delta\rho_{в1}$ расстояния от центра тяжести массы $m_{в1}$ до оси вращения. Тогда имеют место уравнения

$$(m_{в1}\rho_1 + m_{в1}\Delta\rho_{р1} + \Delta m_{вз1}\rho_1) \times$$
$$\times \{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2(1 + \Delta m_{вз1}/m_{в1} +$$
$$+ \Delta\rho_{р1}/\rho_1)^{-1}]^2 + k_2^2\, c_2^3 + k_2 \times$$
$$\times [c_4 + k_1c_5(1 + \Delta m_{вз1}/m_{в1} + \Delta\rho_{р1}/\rho_1)^{-1}]\}^{0,5} =$$
$$= 3{,}162r(m_{c0} + \Delta m_у); \quad (5)$$

$$\Delta\rho_{р1} = (a_{в2c}\Delta m_у - m_{вз1}\Delta\rho_1)\, m_{в1}^{-1}. \quad (6)$$

При расчетах приращений массогеометрических параметров противовесов коленчатого вала, необходимых для компенсации суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ, следует исходить из максимально возможных значений $\Delta m_у$ в условиях производства и ремонта двигателей. Наибольшие значения $\Delta m_у$ при производстве и ремонте двигателей рабочим объемом 6 л будут достигнуты при $\Delta m_{цим} = 3{,}571$ и $\Delta m_{цкм} = 7{,}093$ г. Коленчатый вал двигателей V_{st}-6 л используют и на двигателях рабочим объемом 7 л. Для последних значения $\Delta m_{цим}$ и $\Delta m_{цкм}$ соответственно равны 24,778 и 28,47 г. Теоретическим анализом

и расчетным путем установлено, что для приведенных значений $\Delta m_у$ при производстве и ремонте указанных двигателей величина $\Delta\rho_1$ незначительна и в первом приближении ею можно пренебречь. Следовательно, на первой стадии расчетов для исследуемых двигателей можно принять $\rho_{з1} = 0$. Имея в виду это равенство, из уравнений (1) и (2) получим

$$(m_{в1}\rho_1 + \Delta m_{вз1}\rho_1) \times$$
$$\times \{[0{,}5(1 + c_0)c_1 + k_1c_2(1 + \Delta m_{вз1}/m_{в1})^{-1}]^2 +$$
$$+ k_2^2 c_3^2 + k_2[c_4 + k_1c_5(1 + \Delta m_{вз1}/m_{в1})^{-1}]\}^{0,5} =$$
$$= 3{,}162r(m_{c0} + \Delta m_у); \qquad (7)$$

$$\Delta m_{вз1} = a_{в2c}\rho_1^{-1}\Delta m_у. \qquad (8)$$

Используя соотношения (7) и (8), определяют расчетное значение задаваемого на первой стадии расчетов приращения массы первого противовеса коленчатого вала. Затем по формулам (5) и (6) вычисляют величину $\Delta\rho_{р1}$. После этого уточняют значения указанных параметров и устанавливают окончательные величины $\Delta m_{в1}$ и $\Delta\rho_1$.

Необходимые для компенсации суммарных неуравновешенных масс приращения массы противовесов коленчатого вала, находящихся на продолжении 3 и 6-й щек коленчатого вала противовесов, определяют по выражениям

$$\Delta m_{вз} = \Delta m_{в1} m_{в1}^{-1} m_{вз};\ \Delta\rho_3 = \Delta\rho_1\rho_1^{-1}\rho_3. \qquad (9)$$

Далее рассчитывают значение увеличения Δr_i радиуса сектора i-го противовеса, необходимое для компенсации суммарных неуравновешенных масс деталей КШМ и соответствующее значение $\Delta m_{вi}$

$$\Delta r_i = 57{,}307\Delta m_{вi}(\varphi_{вi}h_i\gamma_к r_{ci})^{-1}, \qquad (10)$$

где $\varphi_{вi}$ и r_{ci} — угол и радиус сектора i-го противовеса, рассчитанные в процессе первоначального проектирования двигателя и его коленчатого вала; значения угла $\varphi_{вi}$ необходимо подставлять в радианах; h_i — толщина i-го противовеса; $\gamma_к$ — плотность материала коленчатого вала.

Установлено, что для рассматриваемого способа справедливы соотношения

$$\left.\begin{aligned} &\Delta m_{врз1} = a_{в2c}\rho_1^{-1}\Delta m_у;\ \Delta m_{в1} = a_{в2c}k_{вз1}^{-1}\rho_1^{-1}\Delta m_у;\\ &m_{в3} = a_{в2c}(k_{вз1}m_{в1}\rho_1)^{-1}m_{в3}\Delta m_у;\end{aligned}\right\} \qquad (11)$$

$$\Delta\rho_1 = a_{в2c}m_{в1}^{-1}(1 - k_{вз1}^{-1})\Delta m_у;\ \Delta\rho_3 =$$
$$= a_{в2c}m_{в1}^{-1}(1 - k_{вз1}^{-1})\rho_1^{-1}\rho_3\Delta m_у, \qquad (12)$$

где $k_{вз1}$ — конструктивный параметр.

Результаты исследований представлены на рис. 3—5 и в табл. 2. Значения $\Delta m_у$, приведенные в этой таблице, являются наибольшими при производстве и ремонте двигателей рабочими объемами 6 и 7 л.

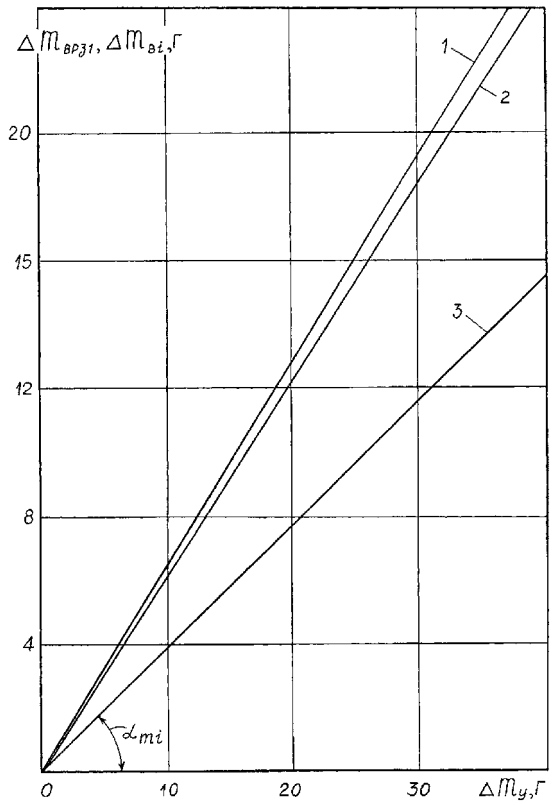


Рис. 3. Зависимость приращения массы противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л от деталей КШМ при рассматриваемом способе компенсации:

1, 2, 3 и 4 — $\Delta m_{врз1}$, $\Delta m_в$, $\Delta m_{в2}$ и $\Delta m_{в3}$

2. Приращения массогеометрических парметров и радиуса сектора противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л, компенсирующие наибольшие возможные значения суммарных неуравновешенных масс деталей КШМ в условиях их производства и ремонта при рассматриваемом способе компенсации

Параметр	Значение для $\Delta m_у$, г			
	3,571	7,093	24,778	28,740
$\Delta m_{врз1}$, г	2,293	4,554	15,909	18,280
$\Delta m_{вз1}$, г	2,201	4,371	15,268	17,543
$\Delta m_{вз1} = \Delta m_{вр1}$, г	2,201	4,371	15,268	17,543
$\Delta\rho_{р1} = \Delta\rho_1$, мм	0,0192	0,0380	0,1329	0,1524
$\Delta m_{в1} = \Delta m_{в8}$, г	2,201	4,371	15,268	17,543
$\Delta\rho_1 = \Delta\rho_8$, мм	0,0192	0,0380	0,1329	0,1524
$\Delta m_{в3} = \Delta m_{в6}$, г	1,388	2,757	9,682	11,067
$\Delta\rho_3 = \Delta\rho_6$, мм	0,0186	0,0368	0,1287	0,1477
$\Delta r_1 = \Delta r_8$, мм	0,333	0,664	2,330	2,663
$\Delta r_3 = \Delta r_6$, мм	0,417	0,830	2,912	3,329

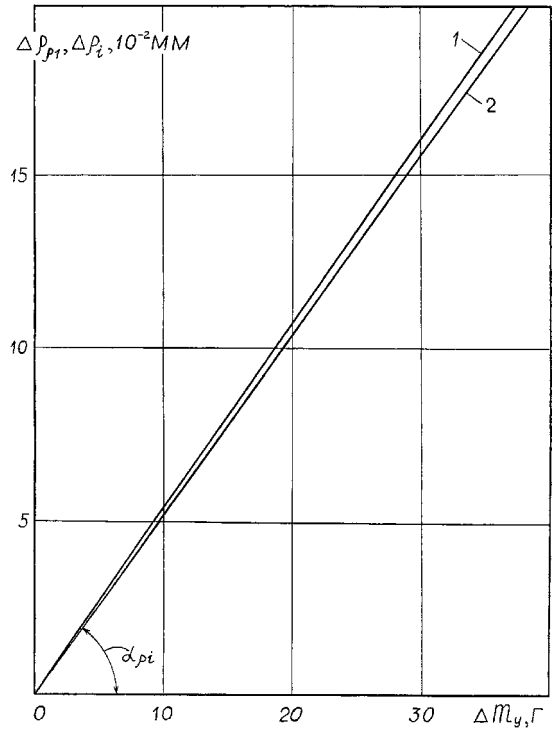


Рис. 4. Зависимость приращения расстояния от центра тяжести противовесов до оси вращения коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л от суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ при рассматриваемом способе ее компенсации:

1 — $\Delta\rho_{p1}$ и $\Delta\rho_1$; 2 и 3 — $\Delta\rho_2$ и $\Delta\rho_3$

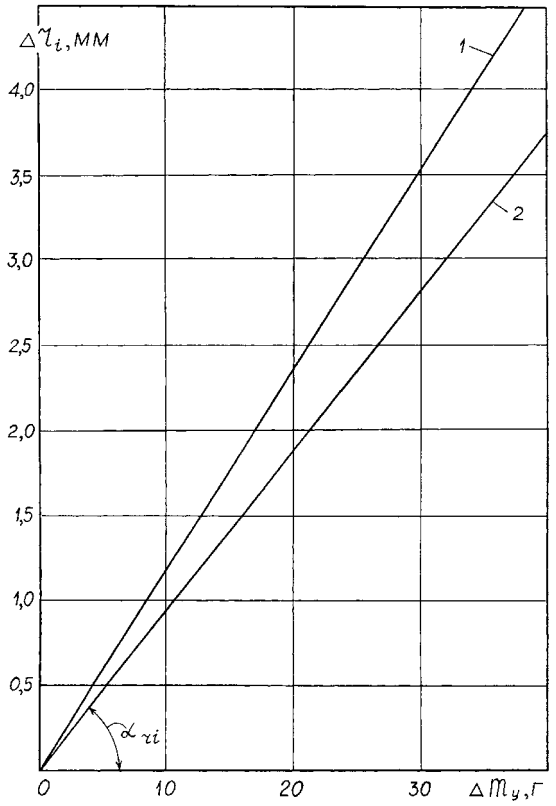


Рис. 5. Зависимость приращения радиуса сектора противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л от суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ при рассматриваемом способе ее компенсации:

1, 2 и 3 — Δr_3, Δr_2 и Δr_1

Приращения массогеометрических параметров и радиуса сектора соответствующих противовесов коленчатого вала, рассчитанные по формулам (10)—(12) и данным в табл. 1 и 2, а также компенсирующие суммарные неуравновешенные массы деталей КШМ увеличиваются с ростом значений $\Delta m_у$ (рис. 3—5).

Наибольшее возможное увеличение радиуса сектора $\Delta r_{бi}$ i-го противовеса определяется с учетом условия отсутствия задевания его торцевой наружной поверхности нижних кромок юбки поршня, внутренних частей блока цилиндров и наружной поверхности опор распределительного вала на всех режимах работы двигателей. Значение $\Delta r_{бi}$ устанавливают расчетным путем с учетом номинальных значений и отклонений от нее размеров коленчатого вала и его противовесов, деталей ЦПГ, блока цилиндров, их монтажных, тепловых и силовых деформаций, действительных зазорах в сопряжениях деталей КШМ и ЦПГ. Зная $\Delta r_{бi}$, вычисляют наибольшие возможные значения увеличения массы $\Delta m_{вi}$ и расстояния $\Delta\rho_i$ от ее центра тяжести до оси вращения i-го противовеса коленчатого вала. После определения наибольших возможных значений указанных параметров i-го противовеса рассчитывают значения увеличения массы $\Delta m_{в1}$ первого противовеса и расстояния от ее центра тяжести до оси вращения $\Delta\rho_1$, компенсирующие $\Delta m_у$. Для этого с учетом конструктивных особенностей коленчатого вала и его противовесов, технологических возможностей предприятия-изготовителя двигателей и ремонтного производства задают значение приращения радиуса сектора i-го противовеса с учетом условия $\Delta r_{зi} \leqslant \Delta r_{бi}$ (здесь $\Delta r_{зi}$ — задаваемое значение увеличения радиуса сектора i-го противовеса коленчатого вала).

Зная $\Delta m_{в1}$ и $\Delta\rho_1$, определяют значения этих параметров для других противовесов коленчатого вала. При этом значения $\Delta m_{в8}$ и $\Delta\rho_8$ равны $\Delta m_{в1}$ и $\Delta\rho_1$, а $\Delta m_{в3}$ и $\Delta\rho_3$ рассчитывают по формулам (9).

Расчет значений приращений массогеометрических параметров соответствующих

противовесов коленчатого вала, компенсирующих суммарные неуравновешенные массы деталей КШМ двигателей V-8, в том числе рабочим объемом 6 л, производят в такой последовательности.

Зная $\Delta r_{зi}$, определяют соответствующие ему значения $\Delta m_{взi}$ и $\Delta\rho_{зi}$ рассматриваемых параметров i-го противовеса. Затем вычисляют значения $\Delta m_{вз1}$ и $\Delta\rho_{з1}$, соответствующие $\Delta r_{з1}$ (здесь $r_{з1}$ — увеличение радиуса сектора первого противовеса, соответствующее $\Delta r_{зi}$). Если $\Delta m_{взi}$, $m_{вз1}$, $\Delta\rho_{зi}$ и $\Delta\rho_{з1}$ полностью компенсируют $\Delta m_з$, то обеспечиваются условия $\Delta m_{в1} = \Delta m_{вр1}$; $\Delta m_{вi} = \Delta m_{врi}$; $\Delta\rho_1 = \Delta\rho_{з1}$; $\Delta\rho_i = \Delta\rho_{зi}$ (здесь $m_{вр1}$ — расчетное значение $\Delta m_{вi}$). При несоблюдении этих требований изменяют значения $\Delta\rho_{зi}$ и $\Delta\rho_{з1}$.

Установлено, что для дальнейших исследований, расчетов и анализа можно принять $\Delta m_{вр1} = \Delta m_{вз1}$; $\Delta\rho_1 = \Delta\rho_{р1}$. Наличие этих равенств обеспечивает соблюдение приведенных выше условий.

Анализ формул (11) и (12) показывает, что все величины, коэффициенты и параметры, кроме $\Delta m_у$, входящие в них, для конкретных моделей и конструкций двигателей имеют постоянные значения. Поэтому рассматриваемые приращения массогеометрических параметров и радиуса сектора противовесов при неизменной $\Delta m_у$ определяются только постоянными конструктивными коэффициентами $k_{mвз1}$, $k_{mвi}$, $k_{\rho i}$ и k_{ri}. При этом значения $\Delta m_{вз1}$, $\Delta m_{вi}$, $\Delta\rho_i$ и Δr_i равны соответственно произведению $\Delta m_у$ на $k_{mвз1}$, $k_{mвi}$, $k_{\rho i}$ и k_{ri}.

Углы α_{mi}, $\alpha_{\rho i}$ и α_{ri} наклона к оси абсцисс прямых линий (см. рис. 3—5) равны $\mathrm{arctg}\,k_{mi}$, $\mathrm{arctg}\,k_{\rho i}$ и $\mathrm{arctg}\,k_{ri}$.

Скорость приращений массогеометрических параметров $d\Delta m_{вз1}/d(\Delta m_у)$, $d(\Delta m_{вi}/d(\Delta m_у)$, $d(\Delta\rho_i/d(\Delta m_у)$ и радиуса сектора $d(\Delta r_i/d(\Delta m_у)$ противовесов коленчатого вала двигателей в зависимости от $m_у$ соответственно равна $k_{mвз1}$, $k_{mвi}$, $k_{\rho i}$ и k_{ri}.

Следовательно, как видно из изложенного, значения анализируемых углов и скоростей определяются постоянными для каждой модели и конструкции двигателей коэффициентами. Их значения приведены в табл. 3.

Специально проведенные экспериментальные исследования двигателей рабочим объемом 6 л, их коленчатого вала и вала в сборе, проведенные на балансировочных станках фирмы Шенк, моделей МС 9118, МС 9345 и КИ-4247, а также стендовые и эксплуатационные испытания двигателей подтвердили достоверность предложенного способа компенсации суммарных неуравновешенных масс деталей КШМ. Эксперименты проводили в два этапа. На первом этапе были собраны эталонные двигатели, отклонения от номинального значения массы деталей КШМ, которые имели допустимые по действующим ТУ значения, а остаточные дисбалансы их вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г · мм. Коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением балансировали на станках моделей МС 9118, МС 9345 и КИ-4247. После обкатки эти двигатели балансировали на станке Шенк с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г · мм. Затем в обеих плоскостях коррекции эталонных двигателей создавали дисбалансы, значения и углы которых приведены в табл. 4. Путем точной настройки измерительной системы балансировочного станка фирмы Шенк добивались, чтобы значения дисбалансов и их углов для эталонных двигателей, определенные по показаниям соответствующих ее индикаторов и приведенные в табл. 4, были одинаковыми. Наибольшие значения суммарно-неуравновешенной массы имеют капитально отремонтированные двигатели. Поэтому эксперименты на указанных балансировочных станках проводили для деталей КШМ, суммарно-неуравновешенная масса которых равна 7,093 и 28,47 (см. табл. 2) и соответствует массе прошедших капитальный ремонт двигателей рабочими объемами 6 и 7 л. После завершения экспериментов на эталонных двигателях увеличивали массу деталей КШМ так, чтобы значение равнялось 7,093 и 28,47 г. На торцевые поверхности противовесов коленчатого вала эталонных двигателей устанавливали специальные стальные пластинки толщиной 1—3 мм, соответствующие значениям приращений радиуса их сектора Δr_1 и Δr_3 при $\Delta m_у$, равной 7,093 и 28,47 г (см. табл. 2). Собранные в таком порядке опытные двигатели обкатывали, после чего на станке Шенк определяли значения дисбалансов и углов дисбалансов в обеих плоскостях коррекции. Эксперименты на опытных двигателях так же, как и на эталонных, проводили при отсутствии и наличии в их плоскостях маховика и шкива коленчатого вала дисбалансов, имеющих различные значения и углы. Значения дисбалансов и углов соответствовали данным табл. 4. Анализ результатов проведенных экспериментов показал, что значения дисбалансов и углов в обеих плоскостях коррекции эталонных и опытных двигателей практически одинаковы, и существенно не отличается при всех вариантах исследований (см. табл. 4) и суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ, равных 7,093 и 28,47 г. Изложенное и приведенные данные доказывают, что использование разработанного способа полностью компенсирует суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ, устраняет свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечивает фактическую уравновешенность двигателей при их производстве и ремонте.

3. Конструктивные коэффициенты двигателей рабочим объемом 6 л применительно к рассматриваемому способу компенсации

Коэффициент	Значение	Коэффициент	Значение
$k_{mвз1}$	0,6421	$k_{\rho 3}$, 10^{-3} мм/г	5,1949
$k_{mв1}$	0,6162	k_{r1}, 10^{-2} мм/г	9,3518
$k_{mв3}$	0,3888	k_{r3}, 10^{-2} мм/г	11,6926
k_{r1}, 10^{-3} мм/г	5,3615	—	—

4. Значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции эталонных и опытных двигателей рабочим объемом 6 л

Вариант	Значение при варианте				
	$Д_м$, г • мм	$\varphi_м$, °	$Д_ш$, г • мм	$\varphi_ш$, °	$\varphi_д$, °
1	50	0	50	0	0
2	50	90	50	0	90
3	50	180	50	0	180
4	50	270	50	0	270
5	150	0	150	0	0
6	150	0	150	90	90
7	150	0	150	180	180
8	150	0	150	270	270
9	300	0	300	0	0
10	300	90	300	0	90
11	300	180	300	0	180
12	300	270	300	0	270
13	450	0	450	0	0
14	450	0	450	90	90
15	450	0	450	180	180
16	450	0	450	270	270

Эксперименты коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением двигателей рабочим объемом 6 л проводили на указанных выше балансировочных станках в такой последовательности. Экспериментальные коленчатые валы в сборе балансировали с остаточным дисбалансом в обеих плоскостях коррекции не более 5 г • мм. После этого в обеих плоскостях коррекции эталонных коленчатых валов в сборе создавали дисбалансы, значения которых и их углов соответствовали данным в табл. 4. За счет точной настройки измерительной системы балансировочных станков обеспечивали, чтобы значения дисбалансов и углов дисбалансов в обеих плоскостях коррекции эталонных коленчатых валов в сборе, определенные по показаниям соответствующих индикаторов и представленные в табл. 4, были одинаковыми. Затем с использованием специально разработанной методики на каждой шатунной шейке эталонного коленчатого вала в сборе создавали суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ, равные 7,093 и 28,47 г. После этого на торцевые поверхности противовесов эталонных коленчатых валов в сборе устанавливали специальные стальные пластинки толщиной 1—3 мм. Затем определяли значения дисбалансов и углов дисбалансов в их обеих плоскостях коррекции подготовленных таким образом опытных коленчатых валов в сборе. Значения создаваемых дисбалансов и их углов соответствовали данным табл. 4. Данные экспериментальных исследований и их анализ показывают, что значения дисбалансов и углов в обеих плоскостях коррекции эталонных и опытных коленчатых валов в сборе с маховиком и сцеплением практически одинаковы и они заметно не отличаются. Это справедливо для всех вариантов экспериментов и суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ, равных 7,093 и 28,4 г. Результаты экспериментальных исследований и анализ полученных данных показывают, что разработанный способ компенсации суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ позволяет с требуемой для практических целей точностью балансировать коленчатый вал и вал в сборе в условиях производства и ремонта двигателей.

На втором этапе экспериментальных исследований в соответствии с разработанными методиками были определены основные качественные показатели двигателей рабочим объемом 6 л, собранных по двум вариантам. При первом варианте отклонения от номинального значения массы деталей КШМ находились в допустимых по действующим ТУ пределах, а остаточные дисбалансы вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г • мм. Для второго варианта суммарно-неуравновешенная масса деталей КШМ рассматриваемых двигателей соответствовала ее наибольшему возможному значению и равнялась 7,093 г (см. табл. 2). Остаточные дисбалансы в обеих плоскостях коррекции указанной сборочной единицы после ее балансировки не превышали 5 г • мм при первом варианте. На торцевые поверхности противовесов коленчатого вала в сборе при втором варианте устанавливали упомянутые выше стальные пластинки, масса которых соответствовала значению суммарно-неуравновешенной массы деталей КШМ, равному 7,093 г (см. табл. 2). Собранные в таком порядке двигатели после их обкатки на стенде по ТУ предприятия-изготовителя подвергали стендовым и эксплуатационным испытаниям. В условиях стендовых испытаний определяли виброакустические показатели двигателей заводской сборки. По результатам эксплуатационных испытаний определяли показатели износа и неравномерность изнашивания коренных подшипников коленчатого вала и ресурс новых и капитально отремонтированных двигателей. При сопоставлении результатов стендовых и эксплуатационных испытаний установлено, что колебательная скорость и звуковое давление двигателей на частоте $n/60$ (здесь n — частота вращения коленчатого вала), общие уровни

их колебательной скорости и уровни шума, скорость изнашивания и коэффициент неравномерности изнашивания коренных шеек, скорость увеличения среднего зазора и коэффициент неравномерности зазора в коренных подшипниках коленчатого вала, относительный ресурс двигателей при первом и втором вариантах исследований практически одинаковы и отличаются незначительно.

Приведенные данные экспериментальных исследований и анализ их результатов подтверждают, что при использовании разработанного способа не только компенсируются суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ, обеспечиваются фактическая уравновешенность двигателей и возможность с достаточной для практических целей точностью балансировки коленчатого вала и вала в сборе, но и заметно снижаются показатели износа коренных подшипников коленчатого вала, неравномерность изнашивания, вибрация и уровень шума, увеличивается ресурс новых и прошедших капитальный ремонт двигателей.

Принимая во внимание изложенное и результаты теоретических и экспериментальных исследований, данный способ компенсации суммарно-неуравновешенных масс деталей КШМ может быть рекомендован к применению при производстве и ремонте двигателей.

Увеличение радиуса сектора противовесов коленчатого вала, что сопровождается ростом их массогеометрических параметров и позволяет компенсировать сумарно-неуравновешенные массы деталей КШМ, при производстве рассматриваемых двигателей не вызывает трудностей и практически не требует материальных и финансовых затрат. На предприятиях по капитальному ремонту двигателей V-8, в том числе рабочими объемами 6 и 7 л, суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ целесообразно компенсировать путем установки на торцевые поверхности упомянутых противовесов специальных стальных пластинок определенной толщины, пропорциональной значению этой массы. Материальные и финансовые затраты, связанные с внедрением в ремонтное производство этих мероприятий, незначительны.

Разработанный способ компенсации суммарно-неуравовешенных масс деталей КШМ прошел всестороннюю апробацию на предпрятии-изготовителе исследуемых двигателей, а также ремонтных предприятиях Ассоциации "Туркменобахызмат" и Минавтотранса Туркменистана по их капитальному ремонту. В результате доказана возможность практического применения этого способа при производстве и капитальном ремонте рассматриваемых двигателей.

Таким образом, возможность практического применения разработанных теоретических положений, способа и методики, выведенных формул, использование которых позволяет полностью компенсировать суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ двигателей путем увеличения массогеометрических параметров и радиуса сектора противовесов, расположенных на продолжении 1, 3, 6 и 8-й щек коленчатого вала, доказана на примере двигателей рабочим объемом 6 л проведением специальных экспериментальных исследований. Разработанный способ позволяет не только компенсировать суммарно-неуравновешенные массы деталей КШМ, обеспечить действительную уравновешенность двигателей и балансировку с требуемой для практических целей точностью коленчатого вала и вала в сборе, но и значительно повысить основные качественные показатели новых и прошедших капитальный ремонт двигателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Назаров, А. Д.** Теоретические основы компенсации суммарной неуравновешенной массы деталей кривошипно-шатунного механизма и обеспечения действительной уравновешенности двигателей V-8 [Текст] / А. Д. Назаров. // Вестник машиностроения. — 2005. — № 1. — С. 18—21.
2. **Назаров, А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения. — 2002. — № 7. С. 7—11.

Сто тысяч КАМАЗов в год — это реально!

Сегодня в Москве генеральный директор ОАО "КАМАЗ" Сергей Когогин и председатель Совета директоров группы компаний "Тройка-Диалог" Рубен Варданян провели совместную пресс-конференцию. Сергей Когогин сделал на ней ряд важных заявлений стратегического характера.

Генеральный директор ОАО "КАМАЗа" назвал выпуск 100 тысяч КАМАЗов в год "планкой, которую компания должна преодолеть уже в ближайшие годы". Для этого ОАО "КАМАЗ" планирует вложить в обновление производства около 1,5 млрд. долл. Источники финансирования этих инвестиций определены — собственные средства и кредиты.

"КАМАЗ" продолжает работу по формированию компонентной базы для производства перспективных грузовых автомобилей, в том числе и в направлении создания совместных предприятий с ведущими мировыми производителями. Три таких компании уже созданы ("ЦФ КАМА", "КАММИНЗ КАМА" и "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА").

Сергей Когогин заявил, что, по его мнению, на российском рынке удержатся только те производители, которые будут ставить перед собой глобальные цели, полноценно работая не только в самой России, но и на международных рынках. Такой компанией "КАМАЗ", реализующий четверть выпуска грузовых автомобилей за пределами страны, по сути, уже стал. Этот глобализованный стратегический курс будет продолжаться и в дальнейшем.

Рубен Варданян заявил, что акционеры ОАО "КАМАЗ" довольны политикой, осуществляемой менеджментом компании. После того, как была закончена консолидация пакета акций группой компаний "Тройка-Диалог" и рядом дружественных компаний, он с оптимизмом смотрит на будущее "КАМАЗа". В этой связи его не беспокоит даже судьба крупного пакета акций, находящегося в руках государства, поскольку его реализация не сможет серьезно повлиять на стратегический курс компании.

(По материалам отдела по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Международная конференция

"ДВИГАТЕЛЬ-2007"

Московский государственный технический университет им. Н. Э. Баумана

Кафедра "Двигателей внутреннего сгорания"

Р. Т. Хакимов,
Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики

Влияние характеристик выгорания на показатели рабочего цикла газового двигателя при использовании электронной системы управления

Рассматривается электронная система управления газовым двигателем с комплексными датчиками для регулирования газовоздушной смеси на различных режимах работы газового двигателя.

Применяемые технические средства для электронного управления газовым двигателем внутреннего сгорания обеспечивают эффективность работы системы питания при смешанном регулировании. В основном при различных схемах электронных систем управления газовым двигателем применяют традиционные технические средства, сигнализирующие о характере протекания рабочего процесса в блок управления [3], с помощью которого происходит оптимизация параметров регулирования газа и воздуха. Известно, что данные о протекании рабочего процесса, в частности, процесса горения и тепловыделения в цилиндре двигателя получить достаточно сложно. Следует отметить, что полученные при испытаниях комплексные значения показателей, а также зависимости описывают характер протекания рабочего процесса. На основе этих данных можно судить об эффективности работы газового двигателя. Эффективность работы выражается в поддержании эффективного КПД на заданном уровне, при котором существенным является изменение скорости распространения фронта пламени внутри цилиндра, определяемой электронным датчиком угла поворота коленчатого вала (ПКВ) на базе разработанного дополнительного комплексного информационного канала. За основу принята электронная система управления газовым двигателем фирмы ООО "АБИТ" (г. Санкт-Петербург). Разработана и модернизированная схема системы электронного управления газовым двигателем (рис. 1) с применением дополнительных комплексных датчиков, фиксирующих выходные значения комплексных показателей, таких как коэффициент избытка воздуха α, объем поступающей в цилиндр газовоздушной смеси V, частота вращения коленчатого вала двигателя n, средняя температура за время распространения сгорания в газовоздушной смеси T.

По результатам полученных комплексных показателей электронной системой производится оптимизация рабочего процесса путем регулирования соотношения газовоздушной смеси двигателя [1]. При обработке поступающих с датчиков в аналого-цифровой преобразователь (АЦП) сигналов производится регулирование газовоздушной смеси на различных режимах работы газового двигателя.

Для определения углового перемещения коленчатого вала использовался комплексный электронный датчик, включающий светодиоды инфракрасного спектра и приемники излучения. Каждая оптическая пара датчика, установленная на диске, соответствует определенным углам поворота коленчатого вала.

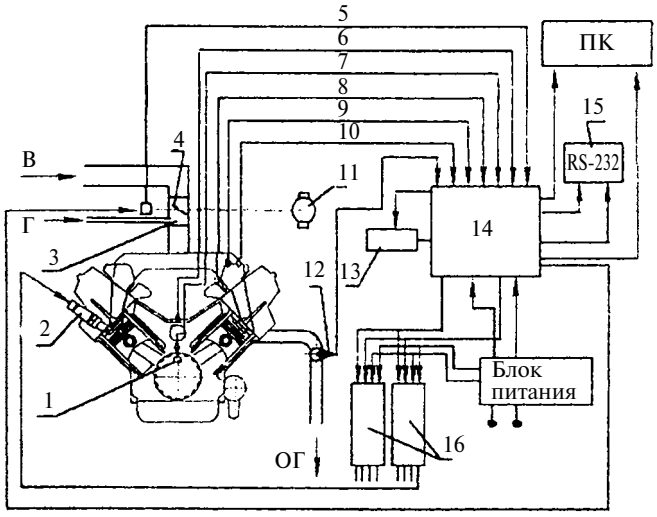


Рис. 1. Схема системы управления газового двигателя 8ГЧ12/12:

1 — электронный датчик для определения угла ПКВ; 2 —свеча зажигания; 3 — электромагнитный дозатор газа; 4 — дроссельная заслонка; 5 — датчик углового положения дроссельной заслонки; 6 — датчик углового положения распределительного вала (фазы); 7 — датчик угловой скорости и положения коленчатого вала; 8 — датчик температуры охлаждающей жидкости; 9 — датчик абсолютного давления на впуске; 10 — датчик температуры на впуске; 11 — электропривод дроссельной заслонки; 12 — кислородный датчик (γ-зонд); 13 — потенциометр, имитирующий электронную педаль подачи топлива; 14 — блок электронного управления (БЭУ) газовым двигателем; 15 — диагностический разъем; 16 — катушка зажигания; В — воздух; Г — газ; ПК — персональный компьютер; ОГ — отработавшие газы

Для ввода в АЦП сигналы приводят в стандартизованный вид с использованием усилительной, преобразующей и нормирующей аппаратуры. В нормирующем преобразователе размещены блок питания датчика синхронизации, блок формирования синхроимпульса и фильтр несущей частоты тензостанции, подсоединенный к разъему БЭУ на датчик открытия клапана газового дозатора. Блок формирования синхроимпульса включает устройство, формирующее синхронизирующий импульс по сигналу датчика синхронизации, и устройство формирования частоты следования синхронизирующих импульсов для обеспечения режимов синхронизации.

Датчик давления газа обеспечивает нормированный выходной сигнал. Полученный от датчика синхронизации сигнал преобразуется с целью получения импульса для подачи команды в АЦП на опрос датчиков. Для регистрации и отображения информации, полученной от датчиков, использовался персональный компьютер, оснащенный аналого-цифровым преобразователем.

Электронная система управления двигателем на базе разработанной программы с использованием математической модели [2] позволяет оптимизировать рабочий процесс газового двигателя путем определения максимальной скорости тепловыделения, выражая ее через угол ПКВ. Определяющим параметром является величина φ_2 — угол выгорания топлива во второй фазе сгорания [2], при которой достигается второе максимальное значение скорости тепловыделения. Изменение величины φ_2 влияет на комплексные показатели рабочего цикла, показания которых фиксируются комплексными датчиками. Полученная информация в виде сигналов поступает в АЦП блока электронного управления, где выполняются считывание и обработка информации и дальнейшая оптимизация рабочего процесса на различных режимах работы газового двигателя.

Научно-технические и теоретические представления системы электронного управления по средствам информационного комплекса на основании значений показателей (a, V, n, T, p) хорошо согласуются с полученными зависимостями в работе [1]. Зависимость показателя φ_2 от коэффициента избытка воздуха при постоянной частоте (рис. 2) вращения согласуется с теоретическим представлением о влиянии концентрации газа в смеси с окислителем — при обеднении газовоздушной смеси происходит замедление скорости сгорания, связанное с отводом части теплоты на нагрев воздуха в зоне, не сгоревшей газовоздушной смеси [2].

Зависимость угла φ_2 от частоты вращения [1] определяется в действительности зависимостью коэффициента избытка воздуха от нагрузки. Тенденция роста угла выгорания топлива во второй фазе сгорания при увеличении коэффициента избытка воздуха характерна для всех положений дроссельной заслонки. Также логичным является то, что при изменении прикрытия заслонки снижается значение угла φ_2. В то же время при изменении частоты вращения характер зависимости угла φ_2 от коэффициента избытка воздуха меняется. Это, по всей вероятности, связано с влиянием температурного состояния цилиндра, качеством подаваемой газовоздушной смеси и другими факторами.

Турбулентная скорость фронта пламени

$$\bar{u}_T \approx (T)^{1,58}\alpha n(V/n) = (T)^{1,58}\alpha V. \qquad (1)$$

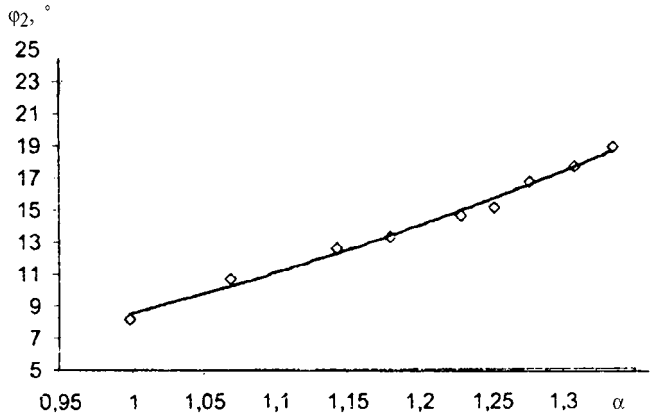


Рис. 2. Зависимость показателя φ_2 от коэффициента избытка воздуха α газового двигателя 8ГЧ12/12

Зависимость угла φ_2 от турбулентной скорости распространения пламени можно представить в следующем виде:

$$\varphi_2 = l8n|\bar{u}_T. \quad (2)$$

где l — расстояние от источника воспламенения до стенки камеры сгорания; n — частота вращения двигателя.

Тогда зависимость для φ_2 можно (с учетом зависимости для u_T) представить следующим образом:

$$\varphi_2 = (T)^{-1,58}\alpha n(V/n). \quad (3)$$

Безразмерный комплекс (рис. 3), включающий параметры (a, T, V, n), в расчетном и исследуемом режимах можно представить в следующем виде:

$$\varphi_2/\varphi_{18} \approx [(T)^{-1,58}\alpha(V/n)]/[(T)^{-1,58}\alpha_0(V_0/n_0)] = K/K_0, \quad (4)$$

где K/K_o — безразмерный комплекс.

Проанализировав характер зависимости относительного угла выгорания во второй фазе сгорания от K/K_0 (см. рис. 3), можно определить четкую линейную аппроксимирующую зависимость. Следовательно, формула для аппроксимации параметра φ_2 будет иметь вид:

$$\varphi_2 = [0,31487(T_0)/T)(a/a_0)(V/V_0)(n_0/n)] + 0,63778 + \varphi_{18}. \quad (5)$$

Предлагаемая математическая модель позволила провести ряд расчетов и разработать алгоритм [1] по количественной оценке влияния режимных и регулировочных факторов рабочего процесса газового двигателя 8ГЧ12/12.

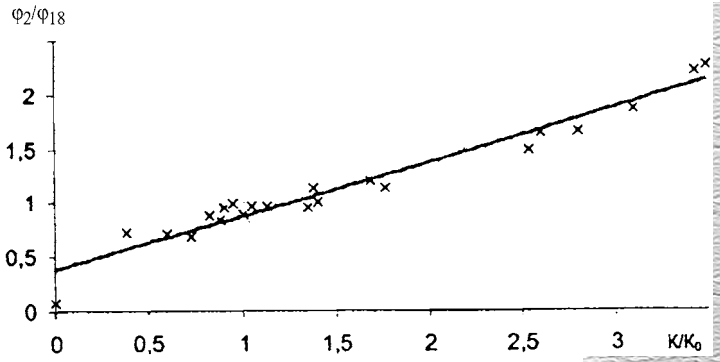


Рис. 3. Зависимость относительного угла выгорания во второй фазе сгорания от безразмерного комплекса K/K_0:

× — экспериментальные данные; — — аппроксимированные

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Николаенко, А. В.** Математическое моделирование и расчет рабочего процесса газовой модификации дизеля [Текст] / А. В. Николаенко, Р. Т. Хакимов // Сборник научных трудов МНТК "Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей". — Санкт-Петербург: СПбГАУ, 2006. С. 363—887.
2. **Новичков, М. Ю.** Совершенствования рабочего процесса газодизеля [Текст] / М. Ю. Новичков // Автореферат диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. — Санкт-Петербург, 2004. — 16 с.
3. **Фучкин, С. В.** Экономические, экологические и прочностные характеристики ДВС при работе на природном газе [Текст] / С. В. Фучкин, Д. А. Алексеевский, А. В. Пономарев, М. Г. Соколов // Труды III МНПК "Экологическая безопасность автотранспортного комплекса". — Санкт-Петербург: МАНЭБ, 2005. С. 122—127.

"КАМАЗ-Металлургия" — "РЖД": новый виток сотрудничества

ОАО "КАМАЗ-Металлургия" вошло в число победителей тендера, проводимого ОАО "РЖД" на поставку крупной партии комплектов "анкерного рельсового скрепления" (АРС).

За право поставки комплектов АРС (анкер + монорегуляторы) соперничали 14 предприятий. "КАМАЗ-Металлургия" вновь предоставила своему многолетнему стратегическому партнеру самые оптимальные условия поставок и гарантировала лучшее качество изделий.

Анкеры и монорегуляторы для ОАО "РЖД" изготавливаются на крупнейшем объекте литейного завода на автоматических формовочных линиях SPO-3 и SPO-4. Как отметил Ильдар Курбиев, директор департамента продаж ОАО "КАМАЗ-Металлургия", объем заказа, предусмотренный в договоре на 2008 г., соответствует производственным возможностям предприятия. Уже отгружены первые партии отливок в адрес заказчика.

На протяжении последних лет регулярностью отличались поставки корпуса буксы в адрес "Тверьвагонзавода". Для этого же заказчика, помимо "буксы-14", был освоен еще и корпус буксы-4075, который используется в пассажирских вагонах. А это уже новый уровень ответственности, более высокие требования. Кроме того, сегодня отправлена на испытания опытная партия корпуса буксы-4095. Производство стального литья литейного завода готово приступить к технической подготовке серийного производства этой позиции.

Среди новинок, освоение которых планируется начать в этом году, — отливка под названием "пятник". "Тверьвагонзавод" готов разместить заказ на нее в "КАМАЗ-Металлургии". Получен заказ от "Уралвагонзавода" на фрикционный клин. В феврале позиция будет запущена в серийное производство.

Тем временем на "Уралвагонзаводе" стартовала работа по освоению новых поглощающих аппаратов. Модель Ш2В90, которую "КАМАЗ-Металлургия" стабильно поставляла партнеру, уже не соответствует современным требованиям по энергоемкости. По словам Ильдара Курбиева, сегодня ФГУП "ПО Уралвагонзавод" разрабатывает чертежи поглощающих аппаратов нового поколения, испытывает первые опытные образцы. За этот год у камазовцев будет время настроиться на освоение новых моделей — с дальнейшим запуском в серийное производство.

(По материалам отдела по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

А. О. Борисов,
Уфимский государственный авиационный технический университет

Способ холодного пуска поршневого двигателя внутреннего сгорания

Рассмотрено использование энергии внешней среды для повышения температуры при пуске поршневого ДВС.

Проблема улучшения пусковых качеств двигателей с воспламенением от сжатия продолжает оставаться актуальной. В настоящее время эта проблема связана с использованием дополнительных агрегатов и посторонних источников энергии. Возможное использование, например, спирта в качестве альтернативного топлива при всех его достоинствах дополнительно усложняет эту проблему.

Современный уровень развития двигателестроения позволяет применять ранее известные нереализуемые физические эффекты.

Рассмотрим возможность использования энергии внешней среды для повышения температуры воздуха (свежего заряда) в процессе впуска. Известен эффект повышения температуры газа при его нестационарном втекании из окружающей среды в емкость (рис. 1) [1]. Если емкость перед процессом впуска вакуумирована, теплоизолирована от окружающей среды и стенки ее неподвижны, то достигается максимально возможное повышение температуры газа в конце впуска T_a по сравнению с температурой окружающей среды T_0:

$$T_a = \frac{c_p}{c_V} T_0 = kT_0,$$

где c_p и c_V — теплоемкость газа соответственно при постоянных давлении и объеме; k — показатель адиабаты.

Например, при температуре окружающей среды 253 К (–20 °С) температура поступившего в емкость воздуха возрастет примерно на 100 К и будет равна приблизительно 354 К (81 °С). Этот эффект существенного подогрева воздуха представляет практический интерес и может быть использован в процессе впуска в поршневом двигателе внутреннего сгорания для улучшения его пусковых качеств.

Для полного проявления этого эффекта необходимо выполнение следующих условий:

— отсутствие впускного канала (нулевая длина трубопровода);

— создание вакуума перед открытием впускного окна или клапана.

Однако для реального двигателя невозможно обеспечить полный вакуум в камере, герметичность последней, достаточный теплообмен, а также отсутствие впускного канала и т. д. [2]. Поэтому представляет практический интерес установление соотношения конструктивных и режимных параметров двигателя, при котором достигается максимальное повышение температуры в конце впуска.

В двигателе внутреннего сгорания впускная система характеризуется тремя основными параметрами: длиной и диаметром канала и средней площадью сечения впускного клапана, которая пропорциональна ходу и диаметру клапана. Обобщенное уравнение, характеризующее рассматриваемый процесс, можно представить следующим образом:

$$\frac{T_a}{T_0} = F(\varphi_{овп}, \varphi_{звп}, F_{кср}, d_{вп}, l_{вп}, d_ц, h_ц, f_ц, \varepsilon),$$

где T_0 — температура окружающей среды; T_a — температура в конце процесса впуска; $\varphi_{овп}$ и $\varphi_{звп}$ — углы открытия и закрытия впускного клапана; $F_{кср}$ — среднее сечение клапана; $d_{вп}$ и $l_{вп}$ — диаметр и длина впускной тру-

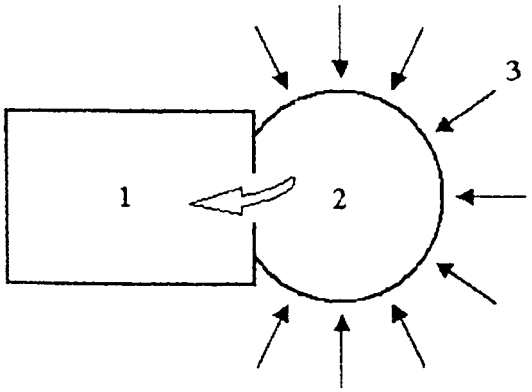


Рис. 1. Схема наполнения емкости из окружающей среды:

1 — емкость; 2 — объем газа, вытекающий в емкость; 3 — давление окружающей среды

бы; $d_ц$ — диаметр цилиндра; $h_п$ — ход поршня; $f_ц$ — частота циклов двигателя; ε — степень сжатия.

Для рассматриваемой задачи логично большинство конструктивных и режимных параметров скомбинировать в виде известных критериев подобия:

— Струхаля, характеризующего отношение собственных колебаний столба воздуха во впускном канале к частоте вынужденных,

$$\mathrm{Sh}_{вп} = \frac{l_{вп} f_ц}{a_0};$$

— числа Маха для клапана, характеризующего отношение средней скорости течение газа через впускной клапан к скорости звука окружающей среды,

$$M_к = \frac{1}{\Psi} \frac{V f_ц}{F_{кср} a_0},$$

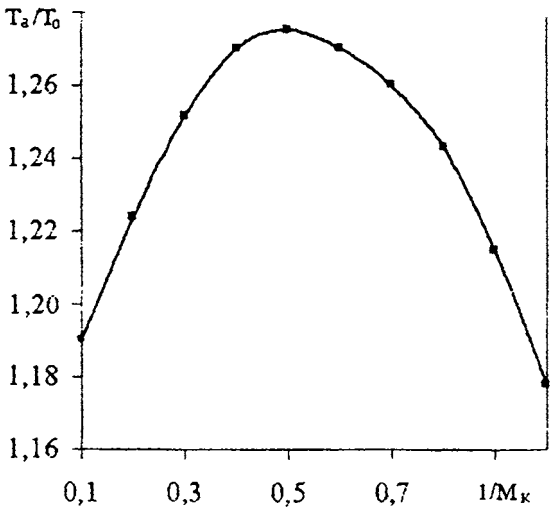


Рис. 2. Зависимость относительного повышения температуры T_a/T_0 воздуха при впуске от величины $1/M_и$

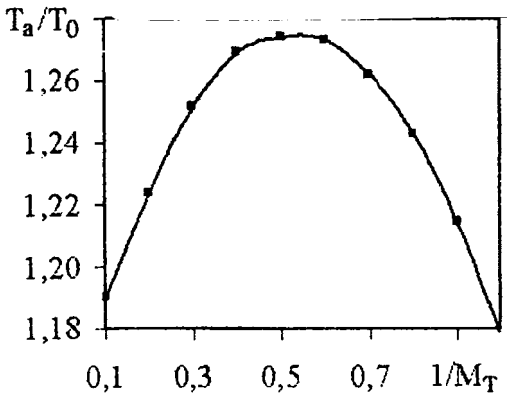


Рис. 3. Зависимость относительного повышения температуры T_a/T_0 при впуске от $1/M_т$

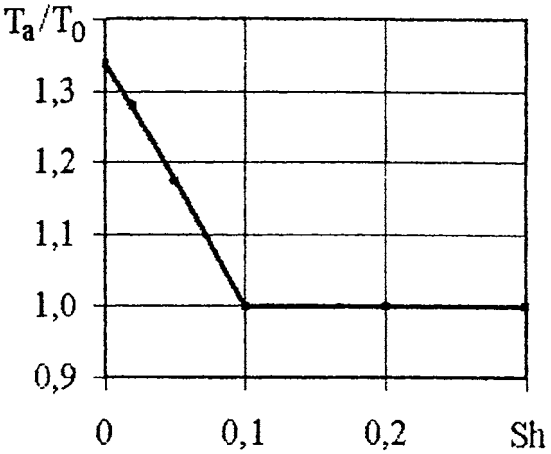


Рис. 4. Зависимость относительного повышения температуры T_a/T_0 при впуске от критерия Sh

где $\Psi = f(\varphi_{овп}; \varphi_{звп})$ — относительная длительность фазы впуска; $V_h = f(d_ц, h_п)$ — рабочий объем цилиндра;

— числа Маха в трубе, характеризующего отношение средней скорости течения газа во впускном патрубке к скорости звука окружающей среды,

$$M_т = \frac{1}{\Psi} \frac{V_h f_ц}{F_{вп} a_0}.$$

Обобщенное уравнение можно представить в виде:

$$\frac{T_a}{T_0} = F(\mathrm{Sh}_{вп}, M_к, M_т).$$

Решение задачи производилось методом численного эксперимента с помощью системы имитационного моделирования, модули которой позволяют моделировать нестационарный характер газообмена в двигателе.

Результаты численного моделирования в безразмерном виде представлены ниже. На рис. 2 и 3 приведены зависимости относительного повышения температуры воздуха в конце процесса впуска от обратного значения числа Маха соответственно для клапана и трубы.

На рис. 4 показана зависимость относительного повышения температуры при впуске от критерия Струхаля.

Эти зависимости позволяют установить взаимное влияние конструктивных параметров впускной системы и режима работы двигателя на относительное повышение температуры при впуске. Для максимального значения T_a/T_0 $1/M_к = 0{,}58$ и $1/M_т = 0{,}57$.

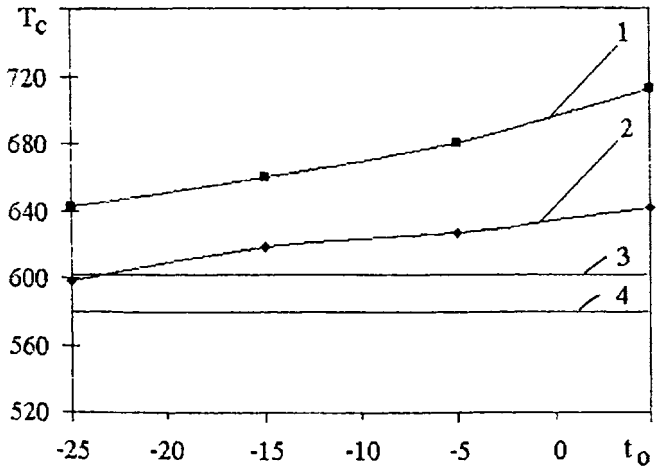


Рис. 5. Зависимость температуры T_c конца сжатия многотопливного дизеля типа В-58 от температуры окружающей среды t_0:

1, 2 — температура конца сжатия при ε = 20 и 14; 3, 4 — температура конца сжатия, необходимая для пуска дизеля на спирте и дизельном топливе

На рис. 5 представлена зависимость температуры конца сжатия T_c многотопливного дизеля типа В-58 на спирте и дизельном топливе (модификация дизеля В-2) в зависимости от отрицательной температуры окружающей среды, характерной для пуска.

Расчеты были произведены с учетом всех конструктивных особенностей газовоздушного тракта двигателя и теплообмена для характерных значений степеней сжатия ε = 14 и ε = 20. Результаты показывают, что возможно получение требуемой температуры воздуха для воспламенения спирта в конце сжатия при температуре окружающей среды ~ −20 °С при ε = 14. Для двигателя без снижения степени сжатия (ε = 20) существует еще более значительный резерв снижения температуры пуска (дальнейшие расчеты не проводились).

Результаты моделирования показывают, что для практической реализации способа (усиления эффекта) необходимо:

— обеспечить максимально возможную степень сжатия и открытие впускного клапана при нахождении поршня в НМТ, что позволяет увеличить степень разрежения;

— использование достаточно короткого индивидуального впускного патрубка.

Эти мероприятия на современных двигателях уже решены (регуляторы фаз газораспределения) либо могут быть решены доработкой конструкции газовоздушного тракта (дополнительные заслонки вблизи впускных клапанов).

Таким образом, повышение температуры в процессе впуска в двигатель как с теоретической точки зрения, так и практической можно осуществить без внесения существенных изменений в конструкцию современного поршневого двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рудой, Б. П.** Прикладная нестационарная гидрогазодинамика [Текст] / Б. П. Рудой // Учебное пособие. — Уфа; Изд-во УАИ, 1988. — 184 с.
2. **Пат. 2290530** Российской Федерации. Способ холодного пуска двигателя внутреннего сгорания поршневого типа; опубл. 27.12.2006, Бюлл. № 36.

А теперь и гонщик!

На прошедших в Тольятти традиционных зимних трековых гонках на Кубок президента ОАО "АВТОВАЗ" с участием руководителей крупнейших автомобильных компаний генеральный директор ОАО "КАМАЗ" Сергей Когогин занял второе место, пропустив вперед лишь хозяина соревнований, председателя Совета директоров ОАО "АВТОВАЗ" Сергея Чемезова.

На автомобиле "Лада Калина" вместе со своим штурманом Василием Квачевым из команды "КАМАЗ-мастер" Сергей Когогин выиграл все пять предварительных заездов. В финальном заезде сошлись основные претенденты на победу, в их числе Сергей Чемезов, который и стал победителем гонки.

В отличие от своих коллег В. С. Когогин только дебютировал в качестве автогонщика-пилота, хотя о его прекрасных водительских навыках известно уже давно. Еще в самом начале своей работы на КАМАЗе он первым опробовал на презентации среднетоннажный автомобиль КАМАЗ-4308 и объехал на нем корпус автомобильного завода.

Возвратившись в тот же день в Набережные Челны, Сергей Анатольевич прямо у трапа самолета поделился своими ощущениями от гонки: "Ощущения, как обычно в спорте, — сначала спокоен, потом заводишься, рвешься изо всех сил, чтобы добыть победу".

По словам генерального директора КАМАЗа, он не готовился специально к этим соревнованиям, тем не менее, был очень рад, когда удалось выиграть. На последовавший вопрос, "не слабо" ли будет теперь сесть за руль КАМАЗа в качестве гонщика, Когогин ответил: "Запросто!".

Руководитель команды "КАМАЗ-мастер" Семен Якубов, в данном случае зритель и болельщик, отметил: "Сергей Анатольевич проявил бойцовские качества, присущие настоящему спортсмену. Я видел, что борьба была на всех этапах и нешуточная. В этой ситуации он показал спортивный азарт и желание победить при абсолютном внешнем спокойствии, уникальные способности владения рулем и быструю адаптацию к сложившейся ситуации. То есть такое же умение овладеть ситуацией, какое он продемонстрировал нам, когда пришел на КАМАЗ.

(По материалам отдела по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

Определение влияния параметров подвески сиденья водителя на вибрационную мощность

Т. Н. Микулик,
БНТУ (Минск)

Предлагается определять влияние параметров подвески на вибрационную мощность на основе многофакторного анализа с помощью интерполяционных моделей, предложены полиномиальные зависимости, позволяющие анализировать систему.

Известно, что колебания, происходящие при движении автотранспортного средства (АТС), влияют на водителя и пассажиров, вызывая у последних неприятные ощущения. Для уменьшения вредного воздействия таких колебаний применяются различные способы, в частности, дополнительное подрессоривание сиденья водителя. В данном случае предъявляются требования, чтобы частоты колебаний сиденья водителя отличались от частот, отрицательно влияющих на самочувствие человека. Следовательно, при проектировании подвески необходимо выбирать ее параметры на основании анализа результатов моделирования системы сиденье-человек и подбора показателей, наиболее полно учитывающих влияние колебаний.

Задача анализа даже для сложных динамических систем может быть решена средствами математического и физического моделирования и вычислительной техники. Задача синтеза вызывает трудности в решении, так как дифференциальные уравнения являются нелинейными и содержат ряд конструктивных, экономических и других ограничений. Именно задача синтеза простых и сложных динамических систем является предметом заботы инженера.

Установлено, что действие механических колебаний на организм человека зависит от частоты колебаний, их интенсивности (амплитуды), продолжительности действия и направления. В работах Р. В. Ротенберга приводятся следующие данные: колебания с частотой 3—5 Гц вызывают реакции вестибулярного аппарата и, как следствие, сосудистые расстройства и синдром укачивания (морскую болезнь). При колебаниях с частотами 5—11 Гц наблюдаются расстройства аппарата внутреннего уха, печени, желудка; с частотами 11—45 Гц — расстройства ряда внутренних органов, зрения; при частотах свыше 45 Гц механические колебания вызывают так называемую вибрационную болезнь.

Силы, передаваемые через упругие элементы сидений АТС, зависят от параметров рассматриваемой системы и уровня возмущающего воздействия. Рассчитав динамические силы, можно определить вибрационную мощность, передаваемую системе подрессоривания, а следовательно, оценить виброизолирующие свойства подвески АТС.

В ходе математического моделирования было выяснено, что влияние вибрационной мощности на колебания может быть значительным и зависит от скорости движения АТС, дороги и параметров подвески. При анализе вибронагруженности рабочего места водителя достаточно ограничиться исследованием только колебаний передней части автомобиля, поскольку из теории колебаний известно, что для современных автомобилей характерна несвязанность колебаний передней и задней подрессоренных масс [1]. Однако при этом необходимо учитывать наличие подрессоривания кабины и сиденья водителя. Система уравнений, описывающих вынужденные колебания подрессоренной модели, имеет следующий вид:

$$M\ddot{z} + B\dot{z} + Az = Q(t), \qquad (1)$$

где M — матрица коэффициентов колебательной системы; B — матрица коэффициентов демпфирования; A — матрица коэффициентов жесткостей; $\ddot{z}$, $\dot{z}$, z — соответственно вертикальные ускорения, скорость, перемещения; $Q(t)$ — вектор возмущающих воздействий, вызывающий вибронагруженность колебательной системы передней части автомобиля с подрессориванием кабины и сиденья водителя.

При переходе к качественному решению — определению измерителя, характеризующего ощущения человека в АТС при колебаниях, и количественной оценке, следует учитывать, что оценка ощущений по мощности колебаний является комплексным показателем. Если $F(t)$ — сила, действующая на человека при колебаниях, а $\nu(t)$ — скорость изменения амплитуды колебаний основания (сиденья), то средняя мощность, подводимая к телу колеблющегося человека

$$N_{\text{ср}} = \frac{1}{T}\int_0^T F(t)\nu(t)dt = \frac{1}{T}\int_0^1 (B\dot{q} + Aq)\dot{q}\,dt, \qquad (2)$$

где T — время ускорения для гармонического процесса; $\dot{q}(t)$ — вектор обобщенных виброскоростей подрессоренной системы.

Таблица

Интервал варьирования и уровень факторов	Масса m, кг	Жесткость c, Н/м	Коэффициент демпфирования η	Возмущения σ, м/с^2	y_1, Вт	y_2, Вт
	z_1	z_2	z_3	z_4		
Нулевой уровень	65	3398	0,45	2,05	0,25	8
Интервал варьирования	15	32	0,15	0,15	0,05	2
Нижний уровень $z_i = -1$	80	3430	0,3	1,9	0,3	6
Верхний уровень $z_i = +1$	80	3430	0,6	2,2	0,3	10

Вычисление интеграла (2) возможно только для гармонической составляющей, т. е. с периодической правой частью уравнения (1), где

$$Q(t) = q_1 \cos\omega t + q_2 \sin\omega t, \qquad (3)$$

$q_1(t)$, $q_2(t)$ — соответственно косинусоидальная и синусоидальная составляющие вектора $\overline{q}$; ω — угловая частота возмущающего воздействия.

С учетом зависимости (3) вибрационная мощность после вычисления интеграла для гармонической составляющей с частотой ω

$$N = 0{,}5\omega^2[(B\dot{q}_1)q_1 + (B\dot{q}_2)q_2]. \qquad (4)$$

Полученные данные позволяют оценить виброизолирующее свойство подрессоренной системы и вибрационную мощность.

Колебания, вызванные неровностями дороги, при движении АТС в реальных дорожных условиях носят случайный характер. Расчет колебаний и виброизоляции в этом случае заключается в определении статистических характеристик параметров колебаний, количественной характеристикой которых является средняя квадратическая величина σ.

В работах Р. В. Ротенберга [1] оценку ощущений по мощности колебаний (вибрационной мощности) предлагается рассчитывать с учетом среднего квадратичного ускорения $\ddot{z}_{ij}$ и весового коэффициента k_{ij}, учитывающего воздействие колебаний:

$$N = \sum_{i-1}^{n} k_{ij} z_{ij}, \qquad (5)$$

где k_{ij} коэффициент находится на основании экспериментальных данных, что вызывает определенные трудности.

Опытные данные ограничены, известны лишь мощности: $|N_1| = 0{,}2$—$0{,}3$ Вт, соответствующая комфорту, и $|N_2| = 6$—10 Вт, соответствующая предельно допустимому ощущению. Наряду с уравнениями (2) и (5), учитывающими влияние параметров подвески на вибрационную мощность, предлагается методика определения влияния параметров подвески на вибрационную мощность на основе многофакторного анализа с помощью интерполяционных моделей:

$$y = b_0 + \sum_{i-1}^{n} b_i z_i + \sum_{i-1}^{n} b_{ij} z_i z_j, \qquad (6)$$

где b_0, b_1, b_{ij} — экспериментальные коэффициенты.

Модели получены методом математического планирования эксперимента для трех параметров подвески: массы, жесткости, коэффициента демпфирования и среднеквадратичной величины возмущения. При выборе факторов z_i учитывали предъявляемые к ним требования [2]: управляемости, т. е. возможность поддержания их на определенном уровне; однозначности и непосредственного их воздействия на подрессоренный объект исследования. Исследования проведены для сиденья трактора "Беларус", рабочая матрица которого имеет вид, представленный в таблице.

Разработана программа, реализующая математическое планирование эксперимента, на языке программирования Borland C++Builder v.6.0. Входными параметрами в программе являлись: масса, жесткость, коэффициент демпфирования и возмущение; они же представлены в программе как независимые переменные, обозначенные соответственно z_1, z_2, z_3, z_4. Выходными являются полная сумма квадратов, остаточная сумма квадратов, сумма регрессии, среднее квадратическое отклонение, коэффициент множественной корреляции, критерий Фишера (расчетный и теоретический), которые определяют адекватность модели.

На основании программы получены адекватные математические модели (полиномиальные зависимости), позволяющие проанализировать систему:

$$\left.\begin{aligned} y_1 &= 4{,}1 + 1{,}243z_1 - 0{,}04z_2 + 0{,}13z_3 - \\ &\quad - 0{,}001z_1z_2 - 0{,}0192z_2z_3, \\ y_2 &= 16{,}3 + 2{,}032z_1 - 0{,}132z_2 + 0{,}761z_4 - \\ &\quad - 0{,}231z_1z_2, \end{aligned}\right\} \qquad (7)$$

где $y_1 = N_1$, $y_2 = N_2$.

Располагая данными уравнений, конструктор имеет возможность проанализировать влияние факторов и принять обоснованные решения.

Таким образом, использование математических методов позволяет сократить число опытов, исследовать не только степень влияния, но и характер взаимодействия параметров подвески, уточнить несущественное влияние и эффекты их взаимодействия. Полученные интерполяционные модели удобны для практического применения и могут быть рекомендованы при сравнительной оценке.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Ротенберг, Р. В.** Подвеска автомобиля [Текст] / Р. Б. Ротенберг. — М.: Машиностроение, 1972.
2. **Адлер, Ю. П.** [Текст] / Ю. П. Адлер, Е. В. Марков, Д. В. Грановский / Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М.: Наука, 1976. — 279 с.

Фасхиев Х. А.,
д-р техн. наук,
профессор

Определение количества показателей для оценки качества автомобилей и их агрегатов

Рассмотрены рекомендации по выбору числа показателей для достоверной оценки качества и конкурентной способности различных объектов.

В системе управления качеством и конкурентоспособностью различных объектов ключевым является подсистема оценки их уровня. В настоящее время единой методики оценки качества объектов не существует. Например, многочисленные международные и национальные организации конкурентоспособность стран оценивают по своим эксклюзивным методикам и получают разные результаты. Так, рейтинг России по конкурентоспособности в 2001 г. по результатам оценки разных организаций находился от 22 места до 63 [1]. Независимо от получаемых результатов оценка качества объектов осуществляется по следующему алгоритму: 1) формулируется цель; 2) выявляются аналоги объекта оценки; 3) производится выбор показателей; 4) с учетом или без учета весомости принятых показателей их объединяют в интегральный показатель; 5) по результату оценки объекты ранжируют и принимают управленческие решения.

Достоверность оценки объектов в существенной степени зависит от правильного формирования номенклатуры показателей качества. Практически в любых информационных источниках, посвященных проблемам качества и конкурентоспособности изделий, например в работах [1—6], дается совет по выбору показателей качества для оценки объекта, а также наиболее значимых показателей с точки зрения лица, принимающего решение. Любой объект характеризуется множеством показателей, число которых для сложных, многоэлементных объектов может исчисляться сотнями и тысячами. Причем показатели качества конкурирующих товаров одной группы отличаются друг от друга незначительно, и выбор разного количества показателей для сравнительной оценки может привести к различным результатам. Выбор большого количества показателей для оценки, естественно, повышает достоверность оценки. Однако при этом увеличиваются затраты на оценку качества. Может оказаться так, что затраты превысят полученный экономический эффект оценки. Перед научной общественностью в области квалиметрии остро стоит вопрос, какое минимальное число показателей принять, чтобы достоверно оценить качество объектов?

В настоящее время результатов каких-либо исследований поиска ответа на этот вопрос нет, хотя имеются некоторые неполные сведения по данному вопросу. Так, в работе [2] по поводу оценки конкурентоспособности товаров отмечается, что немногие из компаний стремятся к составлению исчерпывающего перечня показателей. Так, в среднем американские компании используют не более 6—7 критериев оценки из 32 применяемых в компаниях. Какие это критерии, для оценки каких объектов их применяют в источнике сведения не приводятся.

В руководящем документе РД 37.001.027—90 "Методика оценки технического уровня изделий автомобильной промышленности. Основные положения" написано, что число оценочных показателей для конкретных видов продукции должно быть оптимально необходимым и достаточным. Для автотранспортных средств желательно использовать для оценки технического уровня от 10 до 15 показателей" [9]. В ГОСТ 4.401—88 "Система показателей качества продукции. Автомобили грузовые. Номенклатура показателей" приводятся 47 показателей качества автомобилей, которые разделены на 7 групп [10].

В работе [3] дана типовая номенклатура показателей качества машин, состоящая из 67 показателей, сгруппированных в 12 групп. В упомянутых работах количество показателей выбрано не из соображений обеспечения достоверности оценки, а по критерию наиболее полной характеристики исследуемых объектов. Можно утверждать, что в настоящее время при оценке качества номенклатура показателей формируется случайным образом, затем, как правило, осуществляется их взвешивание. Методов обоснования минимально необходимого числа показателей, обеспечивающих достоверность оценки качества, нет.

Рассмотрим влияние количества показателей на результат оценки уровня качества изделий.

Поставленная цель может быть достигнута на основе исследований динамики результатов интегральной оценки качества сравниваемых объектов при изменении принятого количества показателей качества. Динамику коэффициентов качества можно оценить коэффициентом вариации и изменениями рангов сравниваемых объектов при разном количестве показателей.

Выявление закономерностей влияния числа показателей на достоверность оценки качества объектов в работе проводилось путем расчетного эксперимента. В роли объекта эксперимента были приняты четыре грузовых автомобиля, которые конкурируют на рынке развозных грузовиков России (табл. 1). Причем для трех автомобилей рассматривались 3 варианта их приобретения: 1) собственными средствами; 2) в кредит; 3) по лизингу. Схема приобретения автомобиля влияет на показатели его экономической эффективности в эксплуатации, следовательно, на интегральное качество автомобилей. Таким образом, сравнительной оценке подверглись 10 автомобилей.

Таблица 1

Показатели качества сравниваемых развозных автомобилей

Показатель	Шаг исключения показателя	КАМАЗ-4308*			МАЗ-437040*			ГАЗ-3307*			ГАЗ-3310
		Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	
Размерные											
Дорожный просвет, мм*	3	190	190	190	190	200	200	200	186	186	177
Передний угол свеса, °*	3	29	29	29	28	28	28	26	26	26	27
Задний угол свеса, °*	3	32	32	32	35	35	35	34	34	34	14
Угол открытия дверей, °*	3	90	90	90	90	90	90	90	90	90	90
Ширина дверей, мм*	3	956	956	956	987	987	987	965	965	965	970
Ширина кабины внутри, мм*	9	2142	2142	2210	2210	2210	2120	2120	2120	2120	1740
Высота до потолков в кабине, мм*	10	1325	1325	1325	1425	1425	1425	1368	1368	1368	1220
Объем кабины, $м^3$*	5	5	5	5	6	6	6	5,5	5,5	5,5	4
Площадь лобового остекления, $м^2$*	5	1,60	1,60	1,60	1,70	1,70	1,70	1,56	1,56	1,56	1,4
Площадь бокового остекления, $м^2$	4	1,2	1,2	1,2	1,3	1,3	1,3	1,1	1,1	1,1	1,2
Объем фургона, $м^3$*	4	35	35	35	30	30	30	32	32	32	30
Высота дверного проема, мм*	4	1280	1280	1280	1270	1270	1270	1184	1184	1184	1100
Объем топливного бака, л	4	170	170	170	130	130	130	105	105	105	150
Высота пола, мм	8	810	810	810	935	935	935	876	876	876	768
Радиус поворота, м	15	8,5	8,5	8,5	8	8	8	9	9	9	6,4
Высота автомобиля, мм	8	2890	2890	2890	2900	2900	2900	2900	2900	2900	2245
Высота I ступени, мм	6	325	325	325	340	340	340	338	338	338	320
Расстояние между ступенями, мм	7	250	250	250	260	260	260	270	270	270	210
Колесная база, мм	11	4200	4200	4200	3660	3660	3660	3770	3770	3770	3310
Количество ступеней, шт.	7	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
Погрузочная высота, мм	—	1100	1100	1100	1150	1150	1150	1200	1200	1200	1070
Коэффициент весомости (0,044)	**—**	**0,6091**	**0,6091**	**0,6091**	**0,6142**	**0,6142**	**0,6142**	**0,5954**	**0,5954**	**0,5954**	**0,6023**
Силовые											
Грузоподъемность, т*		5,5	5,5	5,5	5,15	5,15	5,15	4,4	4,4	4,4	3,5
Номинальная мощность двигателя, кВт*	16	131	131	131	114	114	114	87,5	87,5	87,5	86
Максимальный крутящий момент двигателя, Н • м*	10	627	627	627	460	460	460	275	275	275	413
Рабочий объем двигателя, л*	8	5,9	5,9	5,9	5	5	5	5	5	5	4,75
Мощность генератора, кВт*	6	2	2	2	2	2	2	1,8	1,8	1,8	2
Передаточное число главной передачи*	9	4,01	4,01	4,01	3,9	3,9	3,9	6,55	6,55	6,55	3,417
КПД двигателя*	11	0,33	0,33	0,33	0,32	0,32	0,32	0,31	0,31	0,31	0,32
КПД трансмиссии*	11	0,846	0,8458	0,8458	0,8510	0,8510	0,860	0,860	0,860	0,864	
Тип топлива (газ — 3, дизтопливо — 2, бензин — 1)*	5	2	2	2	2	2	2	1	1	1	2
Подъем, преодолеваемый автомобилем, %*	7	18	18	18	19	19	19	25	25	25	22
Масса снаряженного автомобиля, т	13	5,85	5,85	5,85	4,8	4,8	4,8	3,5	3,5	3,5	4

Показатель	Шаг исключения показателя	КАМАЗ-4308*			МАЗ-437040*			ГАЗ-3307*			ГАЗ-3310
		Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	
Полная масса, т	12	11,5	11,5	11,5	10,01	10,01	10,01	7,85	7,85	7,85	7,4
Коэффициент весомости (0,132)		**0,7760**	**0,7760**	**0,7760**	**0,7506**	**0,7506**	**0,7506**	**0,7347**	**0,7347**	**0,7347**	**0,7391**
Динамические											
Максимальная скорость, км/ч*	15	105	105	105	90	90	90	90	90	90	98
Средняя техническая скорость, км/ч*	12	52,3	52,3	52,32	53,67	53,67	53,67	55,13	55,13	55,13	55,14
Средняя эксплуатационная скорость, км/ч*		33,66	33,66	33,66	34,54	34,54	34,54	35,89	35,89	35,89	36,85
Максимальное замедление, м/с^2	9	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6,1
Выбег со скорости 100 км/ч, м*	8	2431	2431	2431	2240	2240	2240	2168	2168	2168	2340
Управляемость, баллы*	7	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Число колес с дисковыми тормозами*	6	4	4	4	0	0	0	0	0	0	4
Тип подвески (пневмо — 2, рессорная — 1)	6	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Тип подвески (независимая — 2, зависимая — 1)	5	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Разгон до 60 км/ч, с	10	37	37	37	39	39	39	48	48	48	36
Время изменения скорости с 30 до 50 км/ч, с	11	24	24	24	27	27	27	29	29	29	26
Тормозной путь с 80 км/ч, м	15	59	59	59	61	61	61	62	62	62	54
Коэффициент сопротивления воздуху, C_x	11	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,70	0,72	0,72	0,72	0,68
Коэффициент весомости (0,121)		**0,7172**	**0,7172**	**0,7172**	**0,6133**	**0,6133**	**0,6133**	**0,5928**	**0,5928**	**0,5928**	**0,7257**
Экономические											
Чистая текущая стоимость, руб*		425 770	544 660	326 660	455 137	535 056	365 075	810 703	831 125	763 786	573 060
Рентабельность инвестиций*	13	1,52	3,20	1,40	1,59	3,32	1,48	3,08	8,104	2,958	2,162
Годовая производительность, т • км*	13	213 492	213 492	213 492	200 586	200 586	200 586	176 020	176 020	176 020	147 914
Бюджетный эффект, тыс. руб*	14	1204	1215	1171	1218	1210	1182	1319	1309	1303	1214
Периодичность замены смазки двигателя, км*	10	16 500	16 500	16 500	12 000	12 000	12 000	16 000	16 000	16 000	16 000
Внутренний коэффициент окупаемости, %*	16	42,69	65,15	37,24	46,31	67,76	41,26	67,87	59,89	69,55	60,74
Удельная трудоемкость ТОР, (чел • ч)/1000 км	15	2,0825	2,0825	2,0825	2,6947	2,6947	2,6947	2,7864	2,7864	2,7864	1
Контрольный расход топлива, л/100 км	12	140	140	140	130	130	130	196	196	196	131
Срок текущей окупаемости, лет	16	3,7	2,6	4,5	3,1	2,1	4,0	1,4	0,6	1,5	1,9
УДЧР, руб (т • км)	14	3,08	2,76	3,08	3,299	2,944	3,265	3,108	2,893	3,02	3,792
Затраты на 1 км пробега, руб	17	11,62	11,41	11,59	11,82	11,53	11,69	10,17	10,00	9,92	9,634
Расход масла на угар, %	11	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,4	0,4	0,4	0,2
Удельные затраты на ТОР, руб/км	11	0,68	0,68	0,68	1,45	1,45	1,45	1,14	1,14	1,14	1,06
Стоимость топлива на 100 км пути, руб	12	360	360	360	316	316	316	253	253	253	248
Стоимость 1 норма • часа, руб/ч	9	250	250	250	240	240	240	200	200	200	240
Годовая себестоимость, тыс. руб	12	702 924	942 991	783 872	677 550	786 438	753 473	586 297	700 085	624 517	596 251
Чистый убыток по ЧТС, руб	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Число точек обслуживания при ТО		8	8	8	9	9	9	12	12	12	7
Коэффициент весомости (0,284)		**0,3781**	**0,4239**	**0,3492**	**0,3383**	**0,3811**	**0,3100**	**0,4255**	**0,4636**	**0,4206**	**0,4293**
Надежности											
Ресурс до списания, тыс. км*		800	800	800	700	700	700	600	600	600	700
Пробег до 1-го капитального ремонта, тыс. км*	12	800	800	800	600	600	600	300	300	300	350

Показатель	Шаг исключения показателя	КАМАЗ-4308*			МАЗ-437040*			ГАЗ-3307*			ГАЗ-3310
		Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	
Наработка на отказ, км*	16	12 000	12 000	12 000	10 500	10 500	10 500	8500	8500	8500	10 000
Периодичность ТО-2, км*	13	12 000	12 000	12 000	10 000	10 000	10 000	8500	8500	8500	10 000
Приспособленность к условиям эксплуатации в РФ, баллы*	11	4	4	4	5	5	5	5	5	5	50 000
Оцинковка листов кабины*	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Минимальное время ожидания запчастей, ч	9	72	72	72	24	24	24	24	24	24	48
Нормативные											
Коэффициент весомости (0,232)		0,6857	0,6857	0,6857	0,7143	0,7143	0,7143	0,6012	0,6012	0,6012	0,6161
Экологичность (Евро3—3, Евро2—2, /Евро1—1)*	2	2	2	2	2	2	2	1	1	1	2
АБС (есть — 1, нет — 0)*	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1
Уровень внешнего шума, дБА	10	80	80	80	82	82	82	79	79	79	82
Уровень внутреннего шума, дБА	6	76	76	76	78	78	78	75	75	75	77
Коэффициент весомости (0,086)		**0,5186**	**0,5186**	**0,5186**	**0,5000**	**0,5000**	**0,5000**	**0,1529**	**0,1529**	**0,1529**	**0,5032**
Эргономики и дизайна											
Удобство рабочего места водителя, баллы*		4	4	4	4	4	4	3	3	3	4
Обзорность, баллы*	12	4	4	4	3	3	3	3	3	3	4
Информативность приборов, баллы*	6	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Число регулировок сиденья*	7	2	2	2	2	2	2	1	1	1	2
Число регулировок рулевого колеса*	7	1	1	1	0	0	0	0	0	0	1
Число передач стеклоочистителя*	6	2	2	2	2	2	2	1	1	1	1
Внешний вид, баллы*	8	4	4	4	4	4	4	4	4	4	4
Интерьер, баллы*	8	4	4	4	4	4	4	3	3	3	4
Удобство захода-выхода, баллы*	5	3	3	3	4	4	4	4	4	4	3
Тип управления коробкой (пневмо—2, трос—1, рычаг—0)	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1
Усилие на рычаге коробки передач, кгс	10	12	12	12	13	13	13	14	14	14	14
Усилие на рулевом колесе, кгс	14	12	12	12	12	12	12	13	13	13	11
Усилие на педали сцепления, кгс	9	14	14	14	14	14	14	15	15	15	13
Коэффициент весомости (0,063)		**0,6951**	**0,6951**	**0,6951**	**0,6127**	**0,6127**	**0,6127**	**0,4808**	**0,4808**	**0,4808**	**0,7336**
Комплектации											
Число подушек безопасности, шт.	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Наличие предпускового подогревателя (есть — 1, нет — 0)*	10	1	1	1	0	0	0	0	0	0	1
Наличие системы курсовой устойчивости*	12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Усилитель рулевого управления*		1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Центральный замок*	9	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Противопожарная защита*	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Противоугонная сигнализация	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Электрообогрев лобового стекла	7	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Электрообогрев зеркал	7	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
Электропривод зеркал	6	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Электрообогрев сидений	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Электростеклоподъемник	5	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

Показатель	Шаг исключения показателя	КАМАЗ-4308*			МАЗ-437040*			ГАЗ-3307*			ГАЗ-3310
		Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	
Омыватель лобового стекла	4	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1
Датчик освещения	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Наличие камер в шинах	4	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Зеркало с автозатемнением	4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Климат-контроль	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Люк в крыше	3	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Наличие огнетушителя, аптечки	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0
Искусственное освещение	2	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Противотуманные фары	2	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Омыватель фар	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Наличие запасного колеса	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Защита моторного отсека	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Окраска "металлик"	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Ксеноновые фары	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Магнитола	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	1
Автоматическая коробка передач	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Мультифункциональный руль	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Наличие автономного отопителя	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Наличие ретардера	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Наличие моторного тормоза	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0
Наличие кондиционера	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Тахограф	1	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0
Коэффициент весомости (0,038)		**0,3824**	**0,3824**	**0,3824**	**0,3529**	**0,3529**	**0,3529**	**0,0882**	**0,0882**	**0,0882**	**0,1765**
Коэффициент качества без учета весов		0,595	0,601	0,592	0,562	0,567	0,559	0,459	0,464	0,458	0,566
Места без учета весов		2	1	3	6	4	7	9	8	10	5
Коэффициент качества с учетом весов		0,586	0,599	0,577	0,557	0,569	0,549	0,502	0,513	0,501	0,573
Места с учетом весов		2	1	3	6	5	7	9	8	10	4

* Прямые показатели.

Для интегральной оценки качества автомобилей первоначально был принят 121 показатель. Эти показатели были разделены на 8 групп: 1) размерные (21 показатель); 2) силовые (12 показателей); 3) динамические (13 показателей); 4) экономические (17 показателей); 5) надежности (7 показателей); 6) нормативно-правовые (4 показателя); 7) эргономические (13 показателей); 8) комплектации (34 показателя).

Интегральный коэффициент качества определялся в два этапа: 1) по методу профилей [5] без учета весов рассчитывались комплексные показатели качества внутри групп; 2) по комплексным показателям двумя способами определялся интегральный коэффициент качества.

В первом случае коэффициент качества рассчитывался без учета весов групповых показателей методом профилей, во втором – методом анализа иерархий [7], т. е. сначала определяли коэффициенты весомости комплексных показателей, а затем коэффициент качества как средневзвешенную величину (см. табл. 1).

Метод профилей относится к графическим методам оценки качества и конкурентоспособности товаров и позволяет объединить показатели, имеющие разные единицы измерения, в один интегральный показатель [5]. Профиль представляет собой графическое изображение показателей, отобранных для оценки качества. Он строится на прямоугольном оценочном поле путем соединения отрезками точек, соответствующих значениям пока-

зателей качества объекта. Оценочное поле делится на равные (n – 1) частей (здесь n — число показателей оценки). Каждый показатель качества должен быть отражен на соответствующей шкале. Шкала прямых показателей наносится слева направо, обратных — справа налево. Прямыми называют показатели, с увеличением значений которых растет качество и наоборот. Значение показателей откладывается на шкале следующим образом: чем лучше значение прямого показателя, тем правее он располагается на шкале, и наоборот для обратных показателей. Шкалы показателей имеют разный масштаб, располагаются на равном расстоянии друг от друга. Расстояние между шкалами и ширина оценочного поля выбираются произвольно. Оценочное поле и шкалы для всех сравниваемых объектов должны быть идентичными. В качестве примера на рис. 1 представлен профиль качества, построенный для свечи зажигания двигателя внутреннего сгорания.

Коэффициент качества определяется как отношение площади профиля к площади прямоугольного оценочного поля: $K_к = S_{пр}/S$ (здесь $S_{пр}$ — площадь, ограниченная профилем (на рис. 1 затемнена); S — площадь оценочного прямоугольника).

Площадь фигуры, ограниченной профилем, представляет собой сумму площадей (n – 1) трапеций и рассчитывается по формуле:

$$S_{пр} = h(X_1/2 + X_2 + ... + X_{n-1} + X_n/2), \qquad (1)$$

где h — расстояние между шкалами, мм; $X_1, X_2, ..., X_n$ — координаты вершин профиля, мм; n — количество показателей качества.

Площадь оценочного поля определяется как площадь прямоугольника

$$S = h(n - 1)H, \qquad (2)$$

где H — ширина оценочного поля, мм.

На практике большее применение находит аналитический вариант метода профилей, согласно которому абсолютные значения единичных показателей качества сначала приводят к относительным значениям, а затем по формуле определяют коэффициент качества объекта

$$K_к = \frac{Y_1/2 + Y_2 + Y_3 + ... + Y_{n-1} + Y_n/2}{n-1}, \qquad (3)$$

где n — число единичных показателей; $Y_1, Y_2, ..., Y_n$ — относительные значения единичных показателей объекта.

Относительные значения:

для прямых показателей

$$Y_i = \frac{P_i - P_{i\min}}{P_{i\max} - P_{i\min}}; \qquad (4)$$

для обратных показателей

$$Y_b = \frac{P_{i\max} - P_i}{P_{i\max} - P_{i\min}}, \qquad (5)$$

где P_i – количественное значение i-го показателя объекта; $P_{i\max}$ — максимальное значение i-го показателя из всего множества значений; $P_{i\min}$ — минимальное значение i-го показателя из всего множества значений.

Если минимальное значение показателя принять равным нулю, то формулы (4)—(5) примут следующий вид:

$$Y_i = P_i/P_{i\max}; \qquad (6)$$

$$Y_i = \frac{P_{i\max} - P_i}{P_{i\max}}. \qquad (7)$$

В формулах (4)—(5) вместо максимальных и минимальных значений можно использовать задаваемые верхние и нижние границы значений показателей сравниваемых объектов.

В расчетном эксперименте интегральные показатели качества сначала определялись по 121 показателю вышеописанными двумя методами, устанавливались ранги сравниваемых автомобилей по коэффициенту качества (см. табл. 1). В дальнейшем из перечня показателей за 17 шагов последовательно исключались ме-

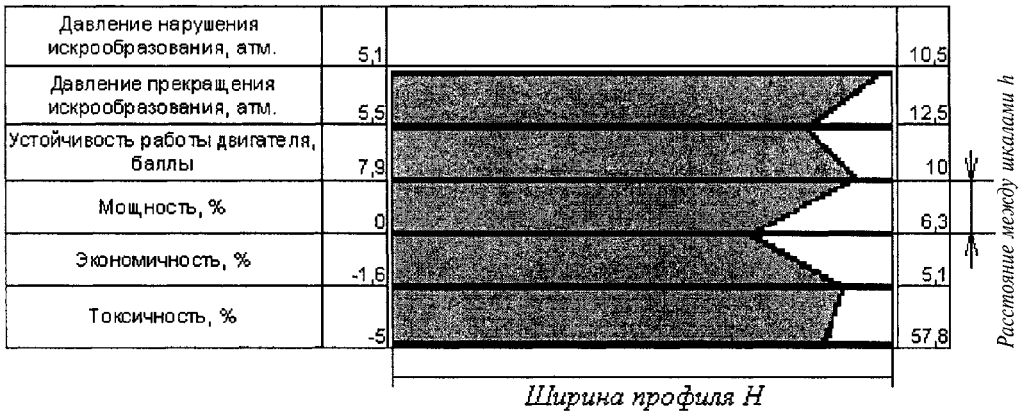


Рис. 1. Профиль качества свечи системы зажигания двигателя

нее значимые показатели, пока не осталось 8 показателей. На каком шаге и какой показатель был исключен из предварительного перечня, приведено в табл. 1. При определении порядка исключения показателей из принятого списка учитывался коэффициент весомости группы, к которому он относится, и экспертно оценивалась значимость показателя внутри группы. Такой подход к исключению показателей допустим, так как включение показателей в перечень при их выборе, как правило, производится без числовой оценки их значимости. На каждом шаге двумя методами рассчитывались коэффициенты качества и определялись ранги сравниваемых показателей (табл. 2).

Из сравнений значений коэффициентов качества и их рангов (табл. 2, рис. 2) при разном числе показателей выяснилось, что при изменении числа принятых для оценки показателей результат изменяется! Для оценки стабильности значений коэффициентов качества использовался коэффициент вариации, значение которого вычисляется по общепринятой в статистике методике. Установлено, что с увеличением числа показателей коэффициент вариации коэффициента качества снижается (табл. 3). Среднее значение коэффициента вариации для интегрального показателя качества, рассчитанного методом взвешивания групповых показателей, составляло 7,05 %, что почти в 2 раза меньше значения

Таблица 2

Результаты расчета коэффициентов качества с учетом весомости показателей и рангов автомобилей

Число показателей	КАМАЗ-4308			МАЗ-437040			ГАЗ-3309			ГАЗ-3310
	Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	Собственные средства	Лизинг	Кредит	
8	0,810 3	0,851 1	0,777 6	0,784 5	0,811 2	0,753 9	0,765 8	0,772 7	0,749 10	0,795 4
9	0,740 2	0,763 1	0,724 4	0,707 6	0,724 5	0,693 7	0,646 9	0,652 8	0,641 1 %	0,724 3
13	0,758 4	0,810 1	0,732 5	0,732 6	0,779 2	0,706 7	0,672 9	0,679 8	0,669 10	0,761 3
17	0,722 2	0,763 1	0,701 5	0,674 6	0,711 3	0,654 7	0,588 9	0,594 8	0,586 10	0,711 4
21	0,697 2	0,730 1	0,682 3	0,644 6	0,675 4	0,630 7	0,560 9	0,567 8	0,560 10	0,652 5
25	0,663 2	0,695 1	0,65 4	0,621 6	0,651 3	0,608 7	0,554 9	0,578 8	0,552 10	0,646 5
33	0,635 2	0,654 1	0,624 3	0,594 6	0,611 5	0,583 7	0,518 9	0,534 8	0,516 1 %	0,616 4
41	0,627 2	0,643 1	0,618 4	0,591 6	0,606 5	0,581 7	0,511 9	0,524 8	0,51 10	0,618 3
49	0,570 2	0,584 1	0,560 4	0,516 6	0,530 5	0,507 7	0,465 9	0,477 8	0,464 10	0,561 3
57	0,552 2	0,565 1	0,543 4	0,528 6	0,541 5	0,52 7	0,471 9	0,482 8	0,469 10	0,547 3
65	0,563 2	0,577 1	0,555 4	0,539 6	0,552 5	0,531 7	0,484 9	0,496 8	0,483 10	0,557 3
73	0,573 2	0,586 1	0,564 4	0,540 6	0,553 5	0,532 7	0,490 9	0,502 8	0,489 10	0,567 3
81	0,570 2	0,584 1	0,562 4	0,531 6	0,544 5	0,523 7	0,490 9	0,501 8	0,488 10	0,563 3
89	0,575 2	0,589 1	0,566 4	0,542 6	0,555 5	0,553 7	0,496 9	0,508 8	0,495 10	0,572 3
97	0,585 2	0,598 1	0,576 4	0,552 6	0,565 5	0,543 7	0,504 9	0,515 8	0,502 10	0,580 3
105	0,584 2	0,597 1	0,576 4	0,552 6	0,565 5	0,544 7	0,501 9	0,512 8	0,500 10	0,577 3
113	0,586 2	0,599 1	0,577 4	0,556 6	0,568 5	0,548 7	0,503 9	0,514 8	0,502 10	0,578 3
121	0,586 2	0,599 1	0,577 4	0,557 6	0,569 5	0,549 7	0,502 9	0,513 8	0,501 10	0,578 3

Таблица 3

Результаты расчета возможностей ошибок

Наименование	Число показателей															
	9	13	17	21	25	33	41	49	57	65	73	81	89	97	105	113
1. Метод расчета коэффициента качества с учетом весов																
Число перескоков	8	3	3	3	2	3	2	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$П_{\Sigma i}$	8	11	14	17	19	22	24	24	24	24	24	24	24	24	24	24
ВО, %	66	54	41	29	20	8	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Коэффициент вариации, %	6,0	6,6	9,4	9,4	7,7	8,5	8,6	8,6	6,8	6,4	6,6	6,5	6,3	6,3	6,4	6,4
2. Метод расчета коэффициента качества без учета весов																
Число перескоков	2	4	3	2	4	0	2	2	2	0	2	0	2	2	0	0
$П_{\Sigma i}$	2	6	9	11	15	15	17	19	21	21	23	23	25	27	27	27
ВО, %	92	77	66	59	44	44	37	29	22	22	14	14	7	0	0	0

коэффициента вариации интегральных показателей, полученных методом профилей без взвешивания.

Для оценки изменения рангов сравниваемых объектов по коэффициенту качества определялись перескоки рангов при увеличении числа принятых к оценке показателей (табл. 3). Под термином "перескок" подразумевается изменение ранга объекта по качеству при изменении числа показателей. Например, при увеличении числа показателей с 8 до 9 на одном шаге произошло 8 перескоков (см. табл. 2).

На рис. 2 перескоки наблюдаются на точках пересечения кривых коэффициентов качества, зависимых от числа показателей. Число пересечений на кривых в 2 раза меньше, чем число перескоков, так как при каждом пересечении у двух объектов изменяется ранг. Число перескоков зависит от того, какой показатель исключается из перечня. У какого-либо объекта исключаемый показатель мог существенно выделяться в лучшую или худшую сторону по сравнению с показателями других объектов, благодаря чему он по интегральному показателю превосходил или отставал от конкурентов. С исключением данного показателя из перечня ранг субъекта по качеству будет существенно изменяться. Степень изменения рангов при расчете интегрального показателя с учетом весов, прежде всего, определяется коэффициентом весомости группы, в которую входит исключаемый показатель. Если коэффициент качества вычисляется без учета весов, то степень изменения рангов определяется разбросом значений исключаемого показателя у сравниваемых объектов.

При эксперименте установлено, что при определении коэффициентов качества с учетом весов перескоки наблюдались при числе показателей $n < 40$, при дальнейшем увеличении числа показателей пересско-

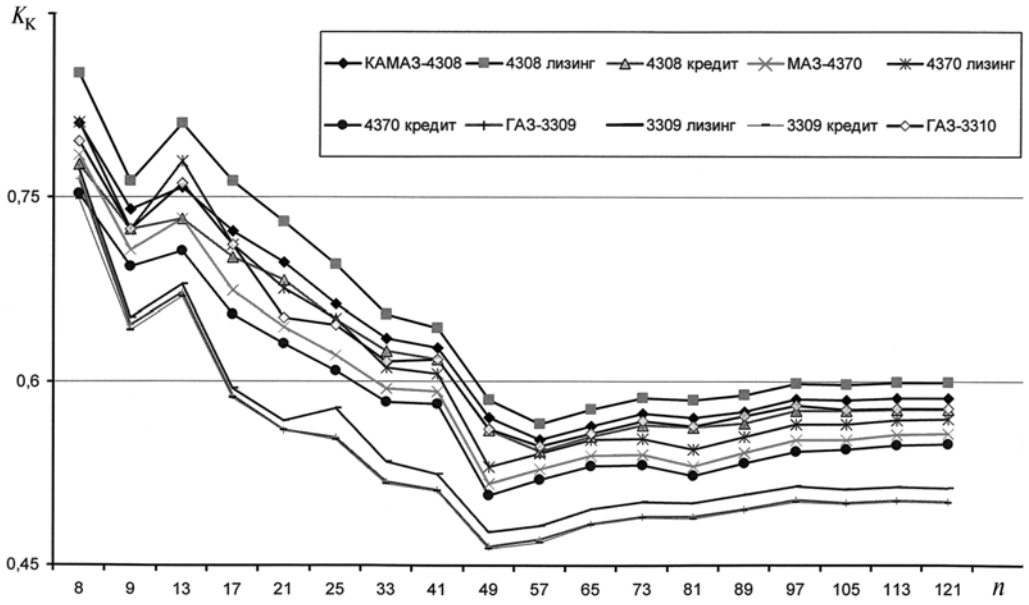


Рис. 2. Зависимость коэффициента качества автомобилей от числа показателей

ков не происходило. Перескоки особенно интенсивно случаются при числе показателей менее 20, затем их число стабилизируется, а при превышении числа показателей 40 прекращаются. В данном эксперименте до 41 показателя произошло 24 перескока, более 41 — ни одного. Данное обстоятельство означает, что, приняв менее 40 показателей, невозможно достоверно ранжировать сравниваемые автомобили. Для оценки достоверности оценки качества можно использовать критерий "возможность ошибок".

$$ВО = (П_{\Sigma} - П_{\Sigma i})(100/П_{\Sigma}), \qquad (8)$$

где $П_{\Sigma}$ — число перескоков по нарастающей при максимальном числе показателей; $П_{\Sigma i}$ — число перескоков по нарастающей при i-м числе показателей.

Предлагаемый критерий должен быть рассчитан путем изменения числа показателей с единичным шагом. В проведенных экспериментах данное условие не соблюдалось: на 1—12 шагах из перечня исключались по 8 показателей, на 13—16 шагах по 4 показателя и на 17 шаге 1 показатель.

Результаты расчета "возможностей ошибок" при различном числе показателей для двух методов расчета интегрального качества приведены в табл. 3.

Таблица 4

Показатели качества зимних шин размерности 175/70Р13 [11]

Наименование	1. Nokian Hakkapelitta 4	2. Continental Winter Viking 1	3. Gislaved Nord Frost 3	4. Good year Uetra Grip 500	5. Pirelli Winter Carving	6. Bridgestone Beizzak WS-50	7. "Медведь"	8. Michelin Ivalo	9. Falken Espia EP-01	10. "Кама -218"	11. Falken HS-U11 Eurowinter	12. Taganka Snow queen M-264	13. "Север" С-140	14. Nordian
Динамические														
Время разгона на снегу (0—50 км/ч), с [11]	9,2	8,9	9,6	9,7	8,9	9,9	9,5	9,9	9,4	9,6	10	9,4	9,5	10
Время разгона на льду (0—50 км/ч), с*	17,2	16,5	17,4	17,4	18	19,9	16	16	18,1	16,6	19,4	25,2	21,9	25,2
Время прохождения ледяного круга, с	29	28,4	29,6	29,4	29,4	30,1	28,4	38,9	30,1	29,6	31,8	42,6	30	44,6
Время прохождения ледяного круга с буксованием, с	28,9	28,4	29,5	29,2	30,3	33,4	28,2	29,7	32,3	29,6	3,6	45	32,1	43,9
Скорость при "переставке" на раскатанном снегу, км/ч	57	56	56	54	54	54	54	54	55	53	51	54	52	56
Проходимость в снегу, баллы	9	8	7	8	9	7	7	5	6	3	5	4	3	5
Групповой показатель (вес 218)	0,9309	0,9367	0,8090	0,7559	0,7692	0,6081	0,8121	0,6749	0,6224	0,6585	0,5432	0,1959	0,4843	0,2131
Безопасности														
Тормозной путь (50—0 км/ч) на снегу, м*	25,1	26,3	26,6	26,4	26,3	25,6	26,2	27,9	26,6	28	27,7	26,9	29,1	26,4
Тормозной путь (50—0 км/ч) на льду, м*	83,3	81,8	82,2	82	84	85,6	79	85,8	81	77,2	86,6	104,4	84,5	103,5
Тормозной путь (60—0 км/ч) на асфальте, м	22,3	22,7	21,8	21,4	22,5	23,2	22,1	22,7	23,2	20	21,4	22,1	22,5	23,4
Курсовая устойчивость на заснеженной дороге, баллы	1		8	7	8	6	7	7	6	7	5	8	6	9
Курсовая устойчивость на асфальте, баллы	7	6	7	7	9	8	3	7	5	4	8	7	7	7
Групповой показатель (вес 0,311)	0,7331	0,5092	0,6331	0,6206	0,6162	0,4510	0,5289	0,4433	0,3720	0,6550	0,4586	0,3977	0,3824	0,3760
Управляемости														
Управляемость автомобилем на скользкой дороге, баллы*	8	9	7	6	6	6	7	6	6	7	7	8	4	2
Управление торможением, баллы*	8	8	8	7	8	9	7	7	7	7	5	7	4	3

Наименование	1. Nokian Hakkapelitta 4	2. Continental Winter Viking 1	3. Gislaved Nord Frost 3	4. Goodyear Uetra Grip 500	5. Pirelli Winter Carving	6. Bridgestone Beizzak WS-50	7. "Медведь"	8. Michelin Ivalo	9. Falken Espia EP-01	10. "Кама-218"	11. Falken HS-U11 Eurowinter	12. Taganka Snow queen M-264	13. "Север" С-140	14. Nordian
Управление разгоном, баллы	9	8	8	7	7	7	7	7	7	8	5	6	4	3
Плавность хода, баллы	6	8	8	7	5	7	7	6	7	6	6	7	5	7
Шум, баллы	6	7	7	7	5	9	4	6	8	3	8	5	5	7
Групповой показатель (вес 0,272)	0,7113	0,8750	0,8393	0,6548	0,4881	0,7798	0,610*	0,5506	0,6746	0,5476	0,4435	0,6071	0,1607	0,2500
Экономичности														
Расход топлива на V передаче при 60 км/ч, л/100 км*	4,3	4,3	4,4	4,2	4,5	4,3	4,6	4,4	4,2	4,6	4,7	4,3	4,4	4,3
Расход топлива на V передаче при 90 км/ч, л/100 км*	5,4	5,5	5,5	5,3	5,5	5,4	5,7	5,5	5,3	5,6	5,7	5,4	5,5	5,4
Групповой показатель (вес 0,156)	0,7750	0,6500	0,5500	1,0000	0,4500	0,7750	0,1000	0,5500	1,0000	0,2250	0,0000	0,7750	0,5500	0,7750
Конструкционные														
Глубина рисунка протектора, мм*	9,1	10	9,5	9,7	9,5	10	9,7	9,5	9,3	9,4	9,5	9,1	9	9,9
Масса шины, кг*	7	7	6,8	7,2	6,8	6,7	7,7	8,2	7,2	7,2	7,7	6,5	7,3	6,8
Групповой показатель (вес 0,043)	0,4029	0,8529	0,6618	0,6441	0,6618	0,9412	0,4971	0,2500	0,4441	0,4941	0,3971	0,5500	0,2647	0,8618
Коэффициент качества без учета весов	0,7107	0,7648	0,6986	0,6351	0,5970	0,7110	0,5096	0,4938	0,6428	0,5161	0,3504	0,5051	0,3684	0,4952
Места по коэффициенту качества без учета весов	4	1	5	2	7	3	9	12	6	8	14	10	13	11
Коэффициент качества с учетом весов	0,7624	0,7387	0,7158	0,7194	0,5908	0,6161	0,5116	0,5311	0,6217	0,5527	0,3793	0,4761	0,3652	0,3894
Места по коэффициенту качества с учетом весов	1	2	4	3	7	5	9	10	6	8	13	11	14	12
Коэффициенты качества без группировки	0,7604	0,7749	0,7166	0,7148	0,6120	0,6804	0,5684	0,5335	0,6225	0,5171	0,4238	0,4440	0,3475	0,4001
Места по коэффициенту качества без группировки	2	1	3	4	7	5	8	9	6	10	12	11	14	13

* Показатели, которые вошли в список оставшихся 10 показателей.

Данные табл. 4 показывают, что на "возможность ошибки" влияет и метод определения коэффициентов качества. По числу перескоков, "возможности ошибок", коэффициенту вариации коэффициентов качества можно утверждать, что метод расчета интегрального показателя качества с учетом весов групповых показателей дает более стабильные результаты. Кроме того, при расчете коэффициентов качества без учета весов перескоки наблюдаются вплоть до 100 показателей. Это объясняется тем, что при применении данного метода значения коэффициентов качества изменяются в широких пределах — коэффициент вариации в 2 раза больше, чем при методе с учетом весов, и ранги сравниваемых объектов нестабильны.

Результаты, аналогичные приведенным выше, были получены и в ходе исследования пяти седанов гольф-класса по 58 показателям качества [8]. Коэффициенты качества автомобилей рассчитывались с учетом коэффициентов весомости групповых показателей. В ходе эксперимента было установлено, если для оценки принять менее 40 показателей, то наблюдаются существенные колебания значений коэффициентов качества и происходят изменения рангов сравниваемых объектов (рис. 3). Например, при числе показателей менее 28 Форд-Фокус по качеству хуже, чем Мицубиси Лансер, а если принять более 28 показателей по качеству они меняются местами. При числе показателей более 28 ранги объектов не изменялись, т. е. коэффициенты качества "успокоились".

На практике при оценке качества изделий часто приходится иметь дело с небольшим количеством показателей (менее 20). Можно ли считать достоверными

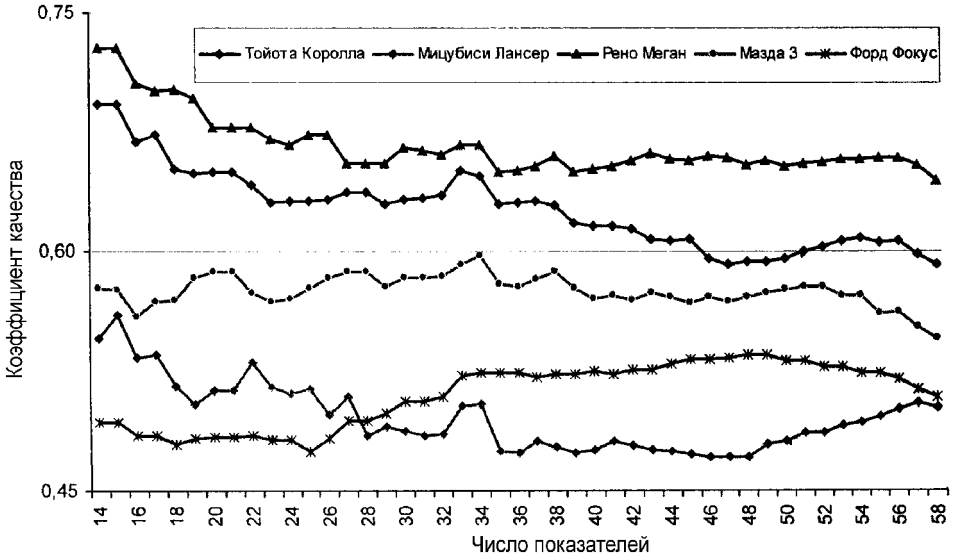


Рис. 3. Зависимость коэффициента качества пяти легковых автомобилей от количества показателей, принятых для оценки

результаты оценки качества по 20 и менее показателям? Для поиска ответа на этот вопрос был проведен расчетный эксперимент на 14 моделях шин (см. табл. 4). Коэффициенты качества определялись тремя методами:

— показатели качества не группировались, коэффициент качества определялся методом профилей по формулам (3)—(5);

— показатели качества были разделены на пять групп (см. табл. 4), сначала методом профилей рассчитывались групповые коэффициенты качества, затем без учета весов по формулам (3)—(5) определялся интегральный показатель качества;

— показатели качества были разделены на пять групп (см. табл. 4), методом профилей рассчитывались групповые коэффициенты качества, затем с учетом коэффициентов весов как средневзвешенный определялся инте-

Таблица 5

Результаты расчета "возможностей ошибок" оценки шин

Наименование	Число показаетлей										
	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
1. Методика расчета коэффициента качества без учета весов и без группировки											
Число перескоков	—	5	6	2	6	8	7	6	3	2	2
$П_{\Sigma i}$	—	5	11	13	19	27	34	40	42	45	47
ВО, %	—	89	76	72	60	42	28	15	9	4	0
Коэффициент вариации, %	25,9	25,5	24,3	25,7	26,2	22,3	25,1	25,3	23,4	22,8	24,2
2. Метод расчета коэффициента качества без учета весов с группировкой											
Число перескоков	—	9	10	2	0	6	4	0	0	2	3
$П_{\Sigma i}$	—	9	19	21	21	27	31	31	31	33	36
ВО, %	—	69	47	41	41	25	14	14	14	8	0
Коэффициент вариации, %	26,0	24,9	23,9	24,7	24,2	23,6	23,4	23,4	23,0	22,6	23,3
3. Метод расчета коэффициента качества с учетом весов с группировкой											
Число перескоков	—	4	0	0	3	0	0	4	0	0	9
$П_{\Sigma i}$	—	4	4	4	7	7	7	11	11	11	20
ВО, %	—	75	75	75	65	65	65	45	45	45	0
Коэффициент вариации, %	27,6	25,9	25,9	25,9	25,2	25,2	25,2	24,58	24,5	24,5	24,7

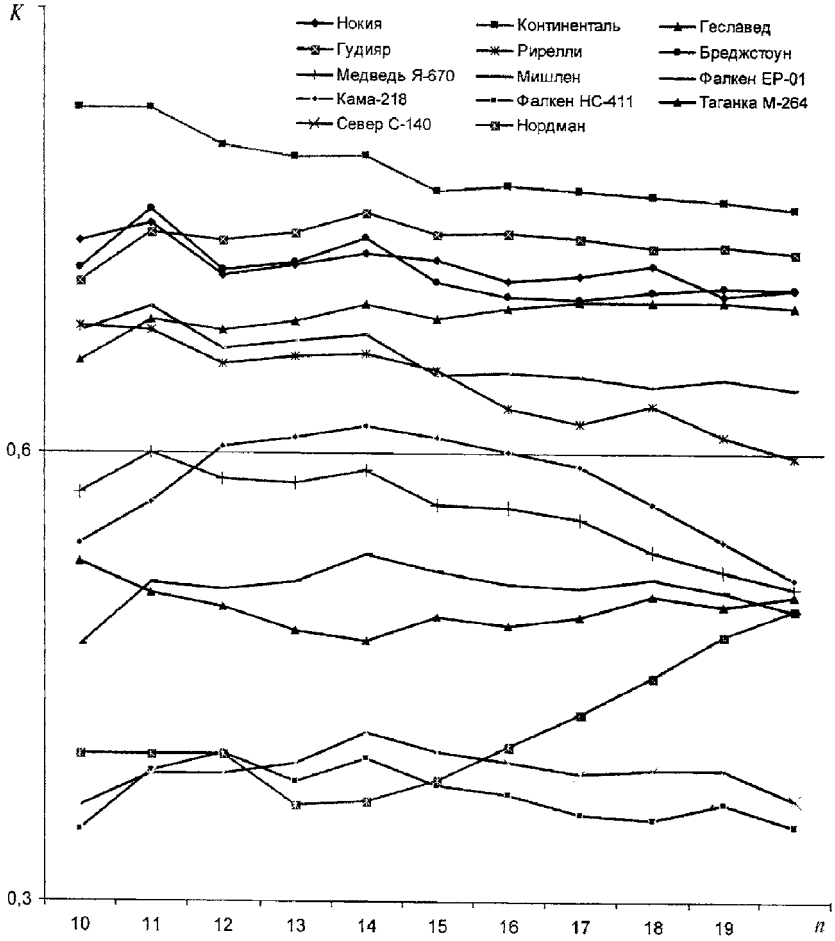


Рис. 4. Зависимость качества 14 моделей шин от числа показателей качества (расчет весов группировкой показателей)

гральный показатель качества; веса показателей определялись методом анализа иерархий.

Оценка качества шин по полному перечню показателей показывает, что результаты оценки по вышеуказанным трем методам существенно отличаются. Только для двух моделей шин (№ 5 и № 9) все три метода по рангу дали одинаковый результат, а для остальных шин ранги с изменением числа показателей менялись от одного до четырех раз.

Исследование влияния количества показателей на результат оценки проводился по вышеописанной методике с использованием тех же оценочных показателей стабильности интегрального показателя качества (табл. 5). Из перечня показателей исключалось по одному показателю, пока в каждой из пяти групп не осталось по два показателя.

С увеличением числа показателей наблюдается стабилизация рангов сравниваемых объектов, но вплоть до 20-го показателя наблюдаются перескоки (рис. 4). Это означает, что по 20 показателям достоверно установить ранг сравниваемых объектов невозможно, т. е. принятие еще одного показателя может изменить расстановку сравниваемых шин. Хотя "возможность ошибки" при 20 показателях для всех трех методов равна нулю.

Группировка показателей позволяет стабилизировать результаты оценки качества. Если определить коэффициент качества по первому, второму и третьему методам, то наблюдаем в сумме соответственно 47, 36 и 20 перескоков, т. е. наиболее стабильные результаты получены при расчете интегрального показателя с учетом весов.

Коэффициенты вариации интегральных показателей качества, полученные разными методами, отличаются незначительно и в среднем равны 24,5 %.

Таким образом, можно сделать выводы.

1. Произвольное определение количества показателей для оценки качества изделий может привести к ошибочному результату. Ранжировать объекты по результатам оценки качества по 20 и менее показателям не рекомендуется, так как это может привести к ошибочным решениям. Для достоверной оценки объектов рекомендуется принимать не менее 40 единичных показателей качества.

2. Группировка показателей качества по каким-либо признакам способствует получению более достоверных результатов интегральной оценки качества.

3. Для обеспечения стабильности результатов оценку качества объектов рекомендуется произвести с учетом коэффициентов весомости групп показателей.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Фатхутдинов, Р. А.** Конкурентоспособность [Текст] / Р. А. Фатхутдинов // Россия и мир. 1992. — 2015. — М.: ЗАО "Изд-во "Экономика". — 2005. — 606 с.
2. **Философова, Т. Г.** Конкуренция и конкурентоспособность. [Текст] / Т. Г. Философова, В. А. Быков. — М.: ЮНИТИ-ДАНА. — 2007. — 271 с.
3. **Федюкин, В. К.** Методы оценки и управления качеством промышленной продукции [Текст] / В. К. Федюкин, В. Д. Лурнев, В. Г. Лебедев. — М.: Информационно-издательский дом "Филинъ", Рилант, 2001. — 328 с.
4. **Мишин, В. И.** Управление качеством [Текст] / В. М. Мишин. — М.: ЮНИТИ-ДАНА, 2000. — 303 с.
5. **Фасхиев, Х. А.** Оценка качества и конкурентоспособности комплектующих и запасных частей автомобилей [Текст] / Х. А. Фасхиев, А. В. Крахмалева, А. Г. Тарифов // Вестник машиностроения. — 2007, № 7. — С. 65—79.
6. **Лифиц, И. М.** Конкурентоспособность товаров и услуг [Текст] / И. М. Лифиц. — М.: Высшее образование. — 2007. — 390 с.
7. **Саати, Т.** Принятие решений. Метод анализа иерархий [Текст] / Т. Саати. — М.: Радио и связь, 1989. — 316 с.
8. **Фасхиев, Х. А..** Методика оценки качества автомобилей [Текст] / Х. А. Фасхиев, А. В. Крахмалева. // Маркетинг в России и за рубежом. — 2005, № 4. — С. 86—100.
9. **Руководящий документ** РД 37.001.027—90 "Методика оценки технического уровня изделий автомобильной промышленности. Основные положения". — М.: Изд-во НАМИ, 1991. — 46 с.
10. **ГОСТ 4.401—88** "Система показателей качества продукции. Автомобили грузовые. Номенклатура показателей". — М.: Изд-во стандартов, 1988. — 9 с.
11. **Мишин С.** Балет на льду [Текст) / С. Мишин // Авторевю. — М. — 2004, № 14.

Франц К. Мозер;
Проф. д-р, AVL.
Лист Гмбх

Московский государственный
технический университет
им. Н. Э. Баумана

Кафедра "Двигателей внутреннего сгорания"

Дизель в 2015 г. Требования и направления развития технологий дизелей для легковых и грузовых автомобилей[1]

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &" 2008. № 2.)

Будущие требования к дизелям грузовых автомобилей

Несмотря на то, что ряд будущих требований к дизелям для грузовых автомобилей аналогичен требованиям к дизелям легковых автомобилей, для двигателей грузовых автомобилей по некоторым параметрам необходимо соблюдение совершенно других граничных условий. В отличие от легковых автомобилей такие критерии, как расход топлива, надежность, долговечность, уже давно стоят на первом месте. Будущие требования законодательства к ограничению токсичности сначала неизменно приведут к ухудшению этих параметров, достигнутых за последние годы. Таким образом, необходимы своевременные разработка и внедрение решений, компенсирующих это ухудшение. Из рис. 18 видно, что по сравнению с диаграммой для дизелей легковых автомобилей критерий "удовольствие от вождения" заменен на критерий "надежность, долговечность". Разработки будут направлены на компенсацию ожидаемых ухудшений параметров, возникающих вследствие введения ограничений по токсичности. Это означает, что необходимо искать решения, противодействующие увеличению расхода топлива, ухудшению надежности, долговечности и повышению стоимости продукта. В этом сегменте потребитель никогда не пойдет ни на какие компромиссы, особенно касающиеся расхода топлива и долговечности.

Мировые ограничения по токсичности являются особым препятствием. На рис. 19 приведены максимально допустимые пределы выброса сажи и NO_x в США, Японии и Европе, которые будут действовать примерно с 2010 г., а также необходимые для их выполнения значения "сырой" эмиссии, причем за основу этой оценки взято значение эффективности системы обработки ОГ, которые возможны при использовании систем, имеющихся на сегодняшний день.

Становится очевидным, что целью разработок должно быть достижение выбросов сажи около

Рис. 18. Требования рынка к дизелям для средних и тяжелых грузовых автомобилей

[1]Рисунки публикуются в авторском варианте.

Нормы USA 2010, USHDTC, ESC
Japan 2009, JTC, обсуждаются нормы
Europe 2012, ESC, ETC, предположения по EURO 6

Компонент	Ограничение [г/кВт*ч]	Эффективность системы обработки ОГ [%]	Цель разработки [г/кВт*ч]
PM USA	0.013	90	~0.08
PM Japan *	0.01	90	
PM Europe *	0.01	90	
NOx USA	0.27	80 - 85	~1.5
NOx Japan *	0.70	65 - 70	
NOx Europe *	0.3 - 0.4	85 - 90	

*Предположительно, еще не утверждено

Рис. 19. Ограничения токсичности ОГ для дизелей грузового транспорта и необходимые для этого "сырые" эмиссии

0,08 Г/(кВт · ч) и NO_x 1,5 г/(кВт · ч). Это действительно и для Японии, несмотря на то, что требование к предельно допустимому выбросу NO_x там будет значительно менее строже (0,7 г/(кВт · ч)), чем в США и, предположительно, чем в Европе. Причиной этого является специфика работы транспортных средств в Японии, у которых редко допускается достижение необходимой температуры отработавших газов для обеспечения работоспособности системы их нейтрализации. Эффективность системы обработки ОГ, достигающая в Японии 65—70 %, намного ниже, чем в США и Европе, что в конечном итоге требует соблюдения адекватного уровня "сырой" эмиссии.

В отличие от легковых автомобилей сертификационные испытания для грузовых автомобилей выполняются на моторном стенде. При этом проводятся стационарные и нестационарные так называемые транзитные испытания, при которых двигатель, в отличие от испытаний двигателей легковых автомобилей, продолжительное время работает в режиме полной нагрузки. Это сильно усложняет задачу, так как в режиме полной нагрузки особенно трудно обеспечить и регулировать необходимую степень рециркуляции отработавших газов.

Грузовые автомобили классифицируются на легкие (малой грузоподъемности), средние (средней грузоподъемности) и тяжелые (большой грузоподъемности). Обычно в этих трех классах применяются двигатели с рабочим объемом цилиндров соответственно около 0,8; 1,2; 2,0 л/цилиндр, к которым в зависимости от класса применяются разные требования. На рис. 20 приведены основные требования к дизелям автомобилей этих классов, причем расходу топлива, надежности, долговечности придается тем большее значение, чем больше рабочий объем цилиндров двигателя (т. е. сам двигатель).

В отношении стоимости двигателя ситуация прямо противоположна, так как легкие грузовые автомобили для доставок товаров к местам назначения особенно дороги в эксплуатации, причем расход топлива не имеет большего значения из-за относительно небольших годовых пробегов.

Рассматривая будущие технические требования (рис. 21), стоит отдельно отметить такие параметры, как удельная мощность, максимальное давление сгорания, долговечность и интервалы технического обслуживания. Значения этих параметров заметно возрастают пропорционально размеру рабочего объема двигателя. Также представляет интерес распределение общих эксплуатационных расходов, где для тяжелых грузовых автомобилей расход топлива составляет одну треть, что и объясняет такое повышенное внимание этому параметру.

Особенности развития грузовых автомобилей

Как уже было указано выше, сертификационные испытания грузовых автомобилей производятся на моторном стенде. Помимо стационарных испытаний во всех регионах, имеющих какое-то значение, требуются также

	LDT	MDT	HDT
Рабочий объем л/цил	0.8	1.2	2.0
Эмиссия ОГ	+++	+++	+++
Шум	+++	+++	+++
Масса	++	++	+++
Расход топлива	+	++	+++
Стоимость двигателя	+++	++	+
Надежность	+	++	+++
Долговечность	+	++	+++

+ ...важно ++ ...очень важно +++ ...обязательно

Рис. 20. Требования к дизелям грузовых автомобилей:

LDT, MDT, HDT (Light, Media и Heavy Duty Truck — соответственно легкие, средние и тяжелые грузовые автомобили)

		LDT	MDT	HDT
Рабочий объем	л/цил	0.8	1.2	2.0
Удельная мощность	кВт/л	45	40	35
Макс. эфф. давление	Бар	19	22	25
Запас крут. момента	%	20	25	30
Сред. скорость поршня	м/с	13	11	10
Макс. давление в цил.	Бар	180	200	230
Удельный вес	кг/кВт	2.2	2.5	2.6
10% ресурс * (Европа)	км	450,000	800,000	1,500,000
Интервал между ТО	км	50,000	80,000	100,000
Доля в расходах на жизненный цикл (Европа) ТС/водитель/топливо	%	30/60/10	30/54/16	33/33/33

* 10% ресурс

Рис. 21. Будущие технические требования к дизелям грузовых автомобилей

и транзиентные испытания, которые, однако, отличаются друг от друга в зависимости от страны по нагрузочным режимам. Помимо европейских, японских и американских транзиентных испытаний обсуждается и подготавливается обобщенное так называемое "World Harmonized Transient Cycle" испытание — WHTC. На рис. 22 изображены режимы нагрузок этих четырех испытаний на графиках с осями "крутящий момент"/"частота вращения коленчатого вала". Из рис. 22 видно, что распределение основных режимов нагрузок весьма различно, что делает унификацию двигателей почти невозможной. Применение испытания WHTC решило бы эту проблему, однако сомнительно, произойдет ли его внедрение в практику.

Выполнение требований на различных испытательных циклах сложно каждое по своему, так как нестационарные режимы в эксплуатации все больше и больше являются камнем преткновения. Особенно сложным, однако, является выполнение требований таких циклов испытаний, центр тяжести которых приходится на режимы малых нагрузок и частоты вращений, как например, в японском цикле или в цикле WHTC. Проще всего выполняются требования цикла USTC, в котором преобладает высокая частота вращения коленчатого вала двигателя. В течение последних лет на фирме AVL были достигнуты большие результаты испытаний на стационарных режимах (рис. 23). При этом применялись улучшенные и доработанные процессы сгорания, высокие или очень высокие степени рециркуляции ОГ и чрезвычайно высокие давления впрыска топлива — до 2500 бар. "Сырые" эмиссии, равные для NO_x 1,0 г/(кВт · ч) и сажи 0,02 г/(кВт · ч), были достигнуты при сохранении вполне приемлемого расхода топлива.

Но все же для достижения таких значений "сырых" эмиссий необходимы очень высокие давления впрыска топлива, вплоть до 2500 бар (рис. 24), а для реализации удельной мощности более 28 кВт/л на двигателе, выполняющем требования Евро-6, не обойтись без применения двухступенчатого турбонаддува. Необходимость высоких давлений объясняется большой степенью рециркуляции отработавших газов, необходимой также и на режимах полной нагрузки, так как в этом случае для обеспечения нужного коэффициента избытка воздуха α требуются значительно более высокое давление воздуха во впускном коллекторе. Таким образом, становится необходимой совершенно новая, очень жесткая и прочная конструкция блока и головки цилиндров, предпочтительно из высокопрочного чугуна (вермикулярный графит), а также "параллельное" расположение впускных каналов. В свою очередь такая особая конструкция головки цилиндров в совокупности с требованием высокой эффективности моторного тормоза делает необходимым расположение валов механизма газораспределения – одного или двух — в головках цилиндров (OHC или DOHC). Сложность работы двигателя на транзиентных режимах для различных циклов испытаний видна из рис. 25. На тех испытаниях, где часто происходит разгон с малой частоты вращения, а именно испытания JPTC

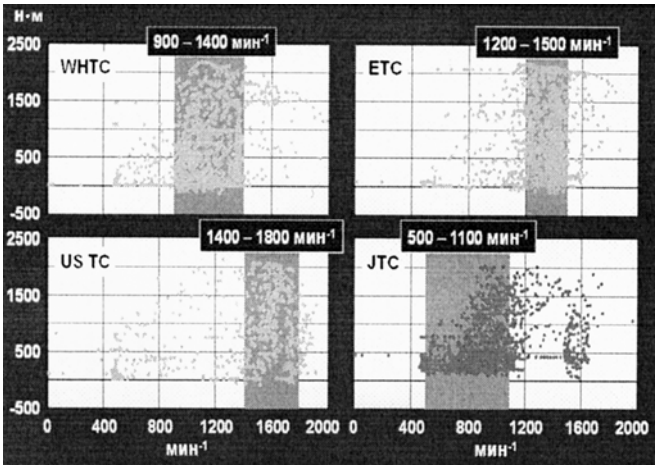


Рис. 22. Анализ различных транзиентных циклов:

ETC (European Transient Cycle — европейский транзиентный цикл испытаний); USTC (US Transient Cycle) — американский транзиентный цикл испытаний; JTC (Japan Transient Cycle) — японский транзиентный цикл испытаний; WHTC — общемировой осредненный транзиентный цикл испытаний

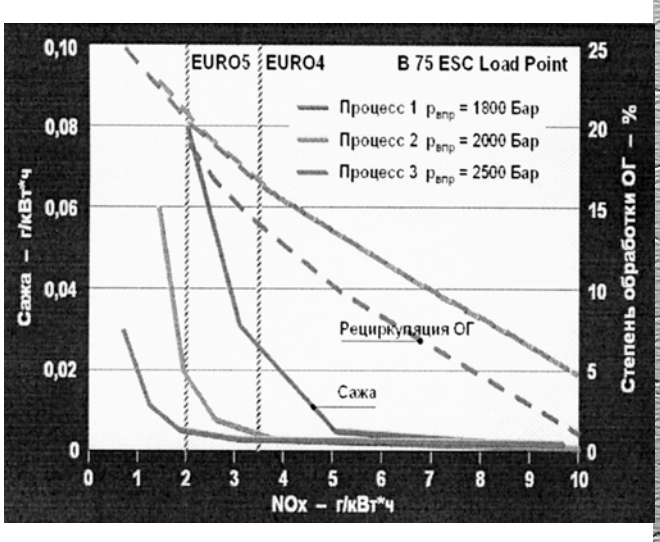


Рис. 23. Результаты разработок по достижению минимальных выбросов сажи и NO_x:

ESC (European Steady — State Cycle) — европейский цикл испытаний на стационарном режиме; B75 ESC Load Point — точка на карте характеристик при работе на стационарном режиме

Рис. 24. Максимальное давление газов в камере сгорания в зависимости от удельной мощности и степени рециркуляции ОГ для различных уровней выбросов/норм токсичности

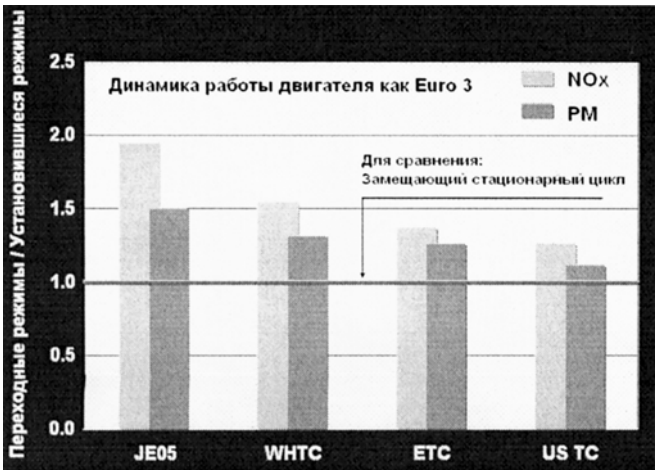


Рис. 25. Увеличение выбросов на переходных режимах

Рис. 26. Концепция и результаты основанного на физической модели алгоритма контроля давления воздуха во впускном коллекторе и процента рециркуляции отработавших газов

и WHTC, наблюдается значительное увеличение выброса NO_x и сажи по сравнению со стационарным режимом. Таким образом, будущие требования по токсичности могут быть удовлетворены только интенсивными разработками и доводками работы двигателя на переходных режимах, а прежний, преимущественно стационарный, подход к оптимизации двигателя устарел.

Особенностью дизелей грузовых транспортных средств является необходимость единовременного контроля взаимозависимых параметров: давление воздуха во впускном коллекторе и степень рециркуляции отработавших газов. Вместо двух раздельных контроллеров на фирме AVL был разработан так называемый MMCD™ контроллер: один контроллер с несколькими переменными величинами, который, основываясь на базовой модели, компенсирует взаимодействие (интерференцию) обоих переменных параметров (рис. 26). Таким образом, возможно значительное уменьшение выбросов NO_x на переходном режиме при сохранении (неувеличении) уровня выбросов сажи (рис. 27).

На рис. 28 указаны технологии и решения, с помощью которых удастся обеспечить выполнение будущих требований для дизелей грузовых транспортных средств. При этом должны быть предусмотрены фильтр для мелких частиц и система SCP. Применение систем впрыска с высокими давлениями может быть достаточным и иметь преимущества по сравнению с использованием фильтра, конечно, если это будет совместимо с общими "политическими тенденциями". Необходимые технологии дизелей легковых и грузовых автомобилей для соответствия требований 2015 г. известны. В обеих областях разработки будут проходить эволюционным путем, технологические "скачки" не предвидятся, да и не требуются. Учитывая большое количество новых технологий, которые необходимо будет внедрить в серийное производство, начинать работы по их разработкам нужно уже сегодня. Как и до сих пор, большую

часть работы по достижению целей должны будут выполнить поставщики — производители двигателей.

На сегодняшний день ситуация оценивается таким образом, что двигатели для развивающихся стран едва ли будут в корне отличаться по своему технологическому уровню от двигателей для индустриально развитых стран.

Двигатель и система нейтрализации ОГ должны рассматриваться как единое целое.

Дизель для легковых автомобилей в 2015 г. будет обладать следующими свойствами.

— Максимальное давление газов в камере сгорания 180—200 бар, облегченные конструкции, преимущественно применение чугуна для блока и головки цилиндров.

— Удельные мощности до 75 кВт/л, двухступенчатый турбонаддув с/ без промежуточного охлаждения сжатого воздуха.

— Гибкая система впрыска топлива Common Raib, возможность обеспечения давления впрыска до 2000 бар.

— Уточненная система контроля расхода воздуха и рециркуляции отработавших газов, основанная на базовой модели алгоритма контроля.

— Основанный на давлении рабочей смеси как входном сигнале замкнутый цикл процесса сгорания и базовый модельный алгоритм контроля процесса сгорания; на режимах неполных (частичных) нагрузок смешанные альтернативные (гомогенные — гетерогенные) рабочие процессы (например, HCCI).

— Фильтр частиц как базовая модификация, конвертирование NO_x преимущественно с помощью SCP, возможно также адсорбирование NO_x.

Дизель для грузовых автомобилей в 2015 г. будет обладать следующими свойствами.

— Максимальное давление газов в камере сгорания 220—250 бар, оптимизированная конструкция головки и блока цилиндров из чугуна.

— Удельные мощности 35—40 кВт/л, двухступенчатый турбонаддув с/без промежуточного охлаждения сжатого воздуха, комбинированный наддув.

— Гибкая система впрыска, обеспечение давления впрыска до 2500 бар, предпочтительно система Common Rail, стандартизированные инжекторы.

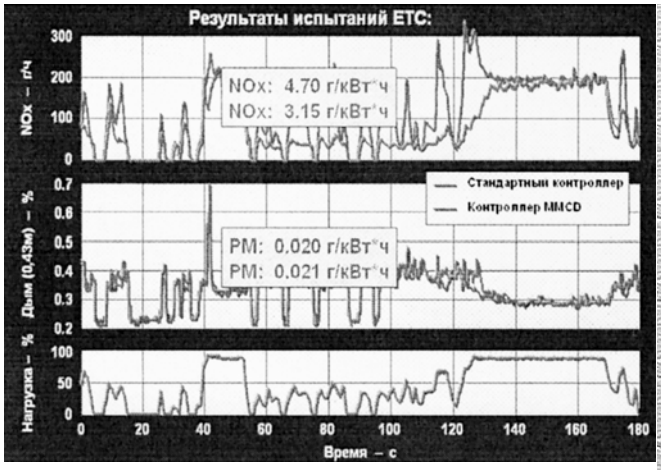


Рис. 27. Уменьшение выбросов на переходных режимах с помощью AVI MMC™ контроллера

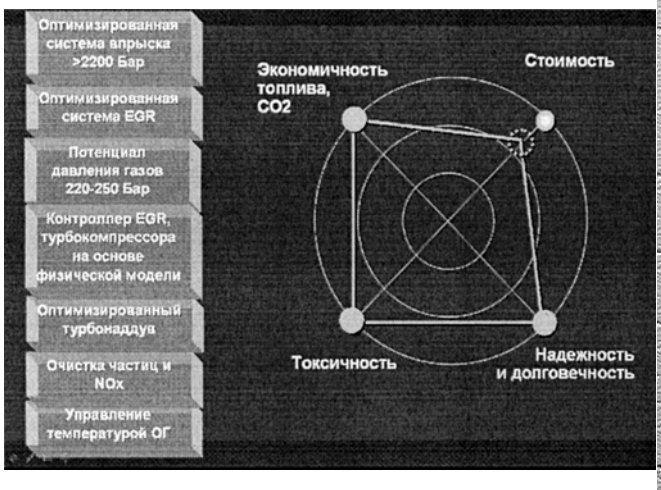


Рис. 28. Технологии для будущих дизелей тяжелых грузовых автомобилей

— Привод валов механизма газораспределения расположен со стороны маховика, валы (один или два) установлены в головке цилиндров (OHC или DOHC).

— Высокоэффективное интегрированное устройство моторного тормоза.

— Уточненная система контроля расхода воздуха и рециркуляции отработавших газов, основанная на базовой модели алгоритма контроля; степень рециркуляции на режимах полной нагрузки до 30 %.

— Фильтр мелких частиц как базовая комплектация, возможно применение "открытого" фильтра системы SCP.

Новые городские и туристские автобусы в производственной программе концерна Daimler Chrysler

Рисунки см. на 2-й полосе обложки

На международной выставке автобусов "Busworld 2007" концерн Daimler Chrysler Bus представил новейшие модели городских и туристских автобусов, а также проинформировал о главных направлениях производственной программы.

Наибольший интерес представляют городской автобус Capa-City (Mercedes-Benz) и серия туристских автобусов Setra Top Class 400.

Система "Bus Rapid Transit"

Ввиду увеличения объема пассажирских перевозок городским общественным транспортом ведущие европейские фирмы ориентируются на производство многоместных сочлененных автобусов.

Автобусное отделение EvoBus фирмы Mercedes-Benz, входящей в концерн Daimler Chrysler, начало серийное производство 193-местных четырехосных, сочлененных, низкопольных городских автобусов Capa-City и тем самым стремится открыть новый сегмент автобусного рынка.

Новый автобус является наилучшим вариантом для инновационных скоростных автобусных маршрутов высокого уровня обслуживания с выделенной полосой движения, известных под названием "Bus Rapid Transit". Как транспортное средство, не привязанное к рельсовым путям, он сочетает в себе преимущества, типичные для городского автобуса (большая степень маневренности и высокая рентабельность) и трамвая (большая вместимость и пропускная способность маршрута).

Автобус создан на базе прежней модели городского автобуса Citaro и таким образом состоит из узлов и агрегатов, прошедших испытание временем на маршрутах многих городов. Просторный салон автобуса и широкие двустворчатые двери обеспечивают быструю посадку и высадку пассажиров.

Автобус отличается хорошим дизайном, высокими экологическими и экономическими показателями. Он имеет два ведущих моста и независимую подвеску. Благодаря второму ведущему мосту угол поворота автобуса Capa-City габаритной длиной 19,54 м такой же, как у автобусов длиной 18 м. Управление автобусом не вызывает трудностей, что подтвердили дорожно-эксплуатационные испытания в городах Германии и Швейцарии.

После интенсивных испытаний трехзвенных автобусов с двойным сочленением длиной 24—25 м, созданных в 1997 г. на базе модели О 405, фирма Mercedes-Benz отказалась от их дальнейшего производства, несмотря на то, что фирмы-конкуренты создали подобные модели, пригодные для автобусного рынка. По мнению руководства и ведущих разработчиков фирмы, двухзвенный четырехосный вариант автобуса является более экономичным и привлекательным для рынка при сохранении примерно той же вместимости и отсутствии необходимости внесения изменений в дорожную инфраструктуру. Цена автобуса Capa-City значительно ниже цены автобусов с двойным сочленением фирм-конкурентов.

Новая программа производства мини и микроавтобусов

Фирма Mercedes-Benz Bus GmbH начала программу производства новых моделей мини и микроавтобусов, которая включает четыре серии по 12 базовых моделей вместимостью 8—28 пассажиров. Самой последней моделью является микроавтобус Sprinter Travel 65, впервые представленный на выставке "Busworld 2007".

Новые туристские автобусы серии Top Class 400

На представленных на выставке "Worldbus 2007" модификациях S 416 HDH и S 415 новых автобусов Setra Top Class 400 HD впервые была установлена система пассивной безопасности движения при лобовом столкновении "Front Collision Guard".

Система состоит из следующих четырех основных элементов:

— базовых структур конструкции (отвечает предписаниям Евросоюза ECE R29 на испытания на удар при раскачивании);

— кулисной рабочей поверхности, которая при ударе (столкновении) может перемещаться на 200 м назад;

— противоударного передка автобуса;

— противоподкатной конструкции (устанавливается согласно предписанию Евросоюза ECE R 93).

Все элементы системы безопасности были усовершенствованы в процессе многочисленных стендовых и дорожных тестов на лобовое сопротивление. В результате проделанной работы значительно увеличилась пассивная безопасность водителей, сопровождающих лиц и пассажиров автобуса.

Противотуманные фары дополнены новой функцией. Они освещают поверхность пересечения маршрута в случае, когда водителю нужно совершить поворот. При этом соответствующая противотуманная фара включается автоматически посредством индикатора направления при скорости движения менее 40 км/ч.

Новые, более совершенные двигатели, установленные на автобусах серии Top Class 400, сертифицированы по нормам Евро-4 и Евро-5. Автобусы оборудуются восьмиступенчатой коробкой передач Powershift GO 240-8 производства фирмы Mercedes-Benz, которая может устанавливаться вместо коробки передач ZF AS Tronic.

Для повышения комфорта пассажиров на автобусах, изготовленных по специальному заказу, устанавливаются системы амортизации боковой и продольной качки. Приятный эффект от "мягкой" поездки создается благодаря интегрированному ведомому мосту, который впервые устанавливается на европейских моделях серии Top Class 400 после их успешной опытной эксплуатации на дорогах США. Независимая подвеска усиливает эффект "мягкой" поездки.

Посадка и высадка пассажиров стала более комфортной благодаря новым устройствам, встроенным в заднюю дверь автобуса. Автобус типа Setra S 416 GT длиной 13 м, впервые представленный на выставке "Busworld", благодаря выгодной цене, приходящейся на одно место для сидения пассажира, является наиболее привлекательной моделью в производственной программе фирмы.

С четвертого квартала 2007 г. этот автобус выпускается с двигателем, соответствующим нормам Евро-5. Благодаря высокому уровню экологической безопасности, объемному багажному отсеку, увеличенному на 7,1 м, и мягкой посадке, эта модель наиболее подходит для экскурсионных поездок пассажиров пожилого возраста и школьников.

Автобус с гибридным двигателем

Осенью 2007 г. фирма Mercedes-Benz представила первый прототип городского автобуса Citaro с гибридным дизель-электрическим двигателем. Новый двигатель, который работает на части маршрута от топливных элементов, будет установлен на сочлененном автобусе Citaro. Автобус будет проходить дорожные испытания в течение 2008 г., а серийное производство начнется в 2009 г.

Дизель работает не непрерывно, а только в секторном диапазоне в качестве привода и служит генератором электрического тока. Между дизелем и ведущим мостом нет механической связи. Четыре электродвигателя приводят в движение колеса среднего и заднего мостов.

По заявлению руководства концерна Daimler Chrysler такая технология обеспечивает снижение расхода топлива на 20—30 %. Внедрение гибридной технологии является логическим шагом по пути разработки и массовой эксплуатации маршрутных городских автобусов с приводом от топливных элементов. Небольшие изменения в конструкции при малых затратах позволяют практически полностью исключить токсичные выбросы с отработавшими газами: несгоревшие углеводороды (CH), оксиды азота (NO_x) и двуокиси углерода (CO_2). Наряду с этим значительно снижается уровень шума. Все дополнительные агрегаты и узлы автобуса с гибридным двигателем в перспективе будут иметь электрический привод.

Фирма Mercedes-Benz проводит дорожные и эксплуатационные испытания 36 городских автобусов с двигателем, работающим на топливных элементах, в десяти городах Западной Европы, а также в Австралии и КНР (г. Пекин). Уже доказана функциональность этих элементов. Руководство фирмы считает, что до начала серийного производства автобусов с двигателем на топливных элементах пройдет еще несколько лет, пока не будет усовершенствована их конструкция и они не будут соответствовать рыночным требованиям с точки зрения экономики.

В течение последних лет фирма Mercedes-Benz проводит на дорогах США параллельные испытания автобусов марки Orion с гибридным двигателем.

Система Blue-Tec, обеспечивающая нулевые выбросы токсичных веществ

В долгосрочной перспективе фирма Mercedes-Benz разрабатывает автобус с нулевыми выбросами токсичных веществ. Фирма проводит научно-исследовательские работы по разработке и совершенствованию технологий, обеспечивающих достижение экологических норм Евро-5, Евро-6, необязательных (альтернативных) стандартов EEV

(Enhanced Environmentally friendly Vehicle — автотранспортное средство повышенной экологической безопасности), BTL (Biomass-to-Liquid — превращение биомассы в жидкое топливо). Она работает над созданием гибридного привода с нулевыми вредными выбросами с отработавшими газами, автобусов с двигателем на топливных элементах также с нулевыми вредными выбросами.

Для достижения действующих и будущих экологических норм фирма Mercedes-Benz разработала технологию снижения токсичности отработавших газов SCR Blue-Tec. Благодаря этой технологии уже достигнуты все действующие, а в некоторых случаях превышены нормы предельного содержания токсичных веществ в отработавших газах. Например, почти полностью нейтрализуются сверхтонкие частички несгоревших углеводородов (диаметром 0,1 мкм) благодаря оптимальному сгоранию топлива.

Технология Blue-Tec сочетает в себе экологические и экономические требования. Повторное дожигание отработавших газов по системе SCR позволяет создавать более экономичные двигатели со значительно меньшим расходом топлива. Испытания городских автобусов согласно стандарту SORT Международного союза общественного транспорта — UITP, выявили снижение расхода топлива на 7 % двигателями городских автобусов, работающих по технологии Blue-Tec в сравнении с другими типами двигателей, например, оборудованными системой AGR.

С начала 2008 г. фирма Mercedes-Benz предлагает устанавливать систему SCR Blue-Tec 5 на всех сериях городских автобусов. Эта система обеспечивает соответствие нормам Евро-5, вступающим в силу в октябре 2009 г.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — № 11.
Б. И. Буров)

ООО "Универсал-Спецтехника" подвела итоги работы за 2007 г.

В 2007 г. российский рынок погрузочной и складской техники вырос по экспертной оценке на 29,1 % и составил в натуральном выражении около 27 тыс. единиц техники (включая вилочные погрузчики с противовесом, самоходные штабелеры и тележки, ричтраки, высотные узкопроходные штабелеры, погрузчики для длинномеров и т. п.). ООО "Универсал- Спецтехника" ("УСТ") удерживает лидирующие позиции на российском рынке погрузочной и складской техники, занимая долю рынка, равную 20 %, а в сегменте вилочных погрузчиков — 25 %. За год объемы продаж новой техники выросли на 36 %, только новых погрузчиков с противовесом компания продает в месяц около 500 единиц.

Дилерская сеть компании за прошедший год расширилась за счет целого ряда регионов, в числе которых Липецк, Иваново, Курск, Оренбург, Томск, Южно-Сахалинск, Брянск, Ставрополь, Сургут. Были открыты современные техно-торговые центры по продаже и обслуживанию погрузчиков Komatsu в Туле, Кемерово, Курске. Рост объемов продаж в регионах РФ и других странах СНГ в сравнении с прошлым годом составил 61 %.

Подтверждены эксклюзивные права "Универсал-Спецтехники" на поставку в Россию и другие страны СНГ погрузчиков Komatsu с завода в Тотиги (Япония) — подписано официальное дилерское соглашение с новым руководством компании Komatsu Utility, в состав которой входит подразделение по производству вилочных погрузчиков и складской техники Forklift company. В 2007 г. география эксклюзивной дистрибуции "УСТ" расширилась и в настоящее время включает 10 стран СНГ: Россию, Украину, Беларусь, Казахстан, Узбекистан, Республику Молдова, Армению, Туркменистан, Таджикистан и Кыргызстан. Кроме того, "УСТ" будет поставлять технику в Грузию и Азербайджан. Соглашение не ограничено временными рамками.

Объем техники, перевезенной ООО "Универсал-Спецтехника" собственным автомобильным транспортом в 2007 г., вырос в три раза и составил 5 млн т•км. Служба доставки компании может одновременно перевезти только по Московской области и близлежащим областям 32 погрузчика.

Сегодня производственные мощности московского офиса — это производственная база, где одновременно на ремонте могут находиться 70 единиц техники, выполняются все виды ремонта, устанавливается любое навесное оборудование.

Сервисный автомобильный парк в Москве насчитывает 35 машин Peugeot, оборудованных как передвижные ремонтные мастерские. 84 % погрузчиков, проданных в этом регионе, обслуживаются сервисным центром "Универсал-Спецтехники". В рамках программы поддержки дилеров компания формирует парк сервисных машин, оформленных в едином корпоративном стиле, своим региональным партнерам "УСТ" направила в 2007 г. первые 30 сервисных машин Peugeot, а их общее количество в скором времени составит 150 единиц.

Стали традиционными поездки на завод Komatsu в Тотиги (Япония) сотрудников компании "Универсал-Спецтехника", региональных партнеров и клиентов. В программе пребывания российских делегаций в 2007 г. были такие мероприятия, как посещение офиса в Токио, заводов в Тотиги и Окаяме, учебного центра Komatsu.

В планах 2008 г. ввод в строй первой очереди техно-торгового центра для "Универсал-Спецтехники Северо-запад" (площадь 3,5 тыс. м^2) на территории деловой зоны вдоль Пулковского шоссе в Санкт-Петербурге. В новом году "Универсал-Спецтехника" планирует существенно расширить ассортимент продаваемой техники, в том числе за счет новых моделей строительной и дорожно-строительной техники.

(По материалам ООО "Универсал-Спецтехника")

Вклад фирмы Volvo Trucks в решение проблем экологии и топливной экономичности на грузовом автотранспорте

Рисунки см. на 3-й полосе обложки

Специалисты фирмы Volvo Trucks утверждают, что до 2020 г. объем выбросов двуоксида углерода (CO_2), выделяемого двигателями грузовых автомобилей, можно сократить на 50 %. Применение альтернативных видов топлива, снижение его расхода, подготовка водителей в соответствии с повышенными экологическими требованиями и совершенствование планирования рейсов и дорожного движения способны внести значительный вклад в этом направлении.

По заявлению директора Европейского отделения фирмы Volvo Trucks, экологическая политика фирмы в области разработки и совершенствования двигателей позволила уменьшить расход топлива на современных двигателях на 40 % по сравнению с автомобилями 1975 г. эксплуатации. В течение ближайших 10—15 лет фирма планирует повышать топливную экономичность на 1 % в год.

Снижение расхода топлива благодаря применению гибридных двигателей

Применение дизель-электрических двигателей является одним из эффективных и перспективных направлений в области экономии топлива. В марте 2006 г. фирма Volvo Trucks представила гибридную дизель-электрическую систему питания, которая позволяет снизить расход топлива на 30 %. Она предназначена для грузовых автомобилей, эксплуатируемых на сборно-развозных городских маршрутах, особенно в районах плотной застройки. При остановках автомобиля и движении на малых скоростях работает только электродвигатель. При этом выбросы CO_2 отсутствуют, а уровень шума значительно снижается.

В настоящее время фирма готовит к производству автомобиль FE с гибридным дизель-электрическим двигателем, выпуск которого намечен на 2009 г.

Гибридная технология помогает достичь целей фирмы в области охраны окружающей среды, так как она позволяет значительно снизить расход топлива. Параллельно проводятся работы по созданию автомобиля с гибридным двигателем для дальних перевозок грузов с перспективой экономии топлива 5—10 %.

Совершенствование планирования рейсов и подготовки водителей

Автотранспортные предприятия (АТП) могут внести значительный вклад в борьбу за сохранение окружающей среды и экономию топлива. При некоторых условиях обучение экономичному стилю вождения позволяет снизить расход топлива на 20 %. Долгосрочная программа в этом направлении, реализуемая в Швеции, выявила увеличение срока службы грузовых автомобилей и повышение топливной экономичности на 3—5 %.

Сочетание курсов экономичного вождения и информационных транспортных систем позволяет в десять раз увеличить их эффект на длительный период. Информационные транспортные системы помогают АТП лучше планировать их деятельность, сократить порожние пробеги и пробеги с неполной нагрузкой. Со слов директора маркетинга информационных транспортных систем фирмы Volvo Trucks, с 1995 г. порожние пробеги сохраняются на уровне 25 % их общего числа на грузовом АТ.

Применение модульной системы на грузовом АТ

Разработанная фирмой Volvo Trucks Европейская модульная транспортная система EMS (European Modular System) также способствует более рациональной эксплуатации подвижного состава.

Эта система заключается в замене трех полуприцепов двумя автопоездами общей габаритной длиной 25,25 м. Законодательство Швеции и Финляндии разрешает эксплуатацию таких автопоездов, но остальные страны-члены Евросоюза допускают к эксплуатации автопоезда общей длиной не более 18,75 м.

Благодаря системе EMS грузоподъемность каждого автотранспортного средства увеличилась на 50 % по объему и массе груза. Ее применение всеми странами Евросоюза позволило бы в значительной степени сократить выбросы CO_2 в окружающую среду и проблемы дорожного движения.

Перспективы применения альтернативных видов топлива

Объемы производства альтернативных видов топлива остаются незначительными и, по-видимому, не увеличатся до 2020 г. Для их лучшего применения и достижения краткосрочных результатов в экологической и экономической области специалисты фирмы Volvo Trucks рекомендуют смешивать небольшую часть этих топлив с обычным дизельным топливом. Двигатели современных грузовых автомобилей могут работать на смеси с добавлением 5 % альтернативного топлива в дизельное топливо без необходимости изменения конструкции двигателя или топливной системы.

До массового производства альтернативных видов автомобильного топлива пройдет еще много времени, но уже сейчас предложенный вариант позволит значительно уменьшить содержание CO_2 в отработавших газах.

Технология, разработанная фирмой Volvo Trucks, позволяет встретить вызов времени. Она — первая в мире производитель, предложивший рынку семь моделей грузовых автомобилей с двигателями, работающими на альтернативных видах топлива. Технология развита достаточно высоко, но ее распространению мешает недостаточное производство этих видов топлива и неразвитость соответствующей инфраструктуры.

По мнению директора Европейского отделения фирмы Volvo Trucks, все участники гражданского общества должны договориться, чтобы развивать производство и поставки альтернативных видов топлива. Их производство в больших количествах потребует длительного периода времени, но уже сейчас нужно действовать, чтобы постепенно уменьшить зависимость от нефти и вклад АТ в глобальное потепление климата.

Для производства альтернативных видов топлива требуется большое количество сырья. Необходимо сосредоточить усилия на производстве сырья с самым высоким энергетическим КПД, наиболее эффективно использовать земли, ограниченные запасы сырья и не вступать в конкурентную борьбу с продовольственным сектором экономики.

По мнению директора отдела окружающей среды фирмы Volvo Trucks, одного вида альтернативного топлива недостаточно в качестве источника замены нефти. Вероятно, в будущем появятся разные альтернативные виды топлива и в различных количествах. В долгосрочной перспективе некоторые их них останутся, другие — исчезнут.

Для фирмы Volvo Trucks биотопливо второго поколения представляет значительный интерес. Его производство путем газификации биомассы обеспечивает значительную гибкость, потому что позволяет использовать несколько видов сырья для создания разных видов топлива. Кроме того, запасы такого сырья значительно превосходят запасы масла сои и рапса, которые в настоящее время идут на производство биодизельного топлива (FAME).

Синтетическое дизельное топливо, метанол, биогаз и оксид метила (DME) могут быть получены методом газификации. Наибольший интерес с точки зрения специалистов и разработчиков фирмы Volvo Trucks представляет оксид метила, так как его производство очень незначительно влияет на климат, энергетический КПД выше других видов топлива, получаемых из биомассы. Оксид метила является рентабельным видом по стоимости в случае его получения из отходов бумажной промышленности методом газификации. Начиная с 2009 г. фирма Volvo Trucks будет проводить эксплуатационные испытания автомобилей с двигателем, работающим на оксиде метила.

По мнению специалистов фирмы Volvo Trucks, ввиду ограниченного производства биотоплива, его незначительного ассортимента и неразвитой сети заправки им грузовых автомобилей предпочтительно добавлять его в дизельное топливо вместо использования в чистом виде. Наиболее широко применяемым в дизелях является биодизельное топливо, получаемое методом газификации растительных масел. Самым экономичным способом считается добавление 5 % синтетического дизельного топлива в любое дизельное топливо, продаваемое на АЗС стран Европы. Для этого нефтяная промышленность может использовать существующую инфраструктуру.

(По материалам журн. "Transport Routier". — 2007. — № 11.
Б. И. Буров)

К 105-летию со дня рождения

Виталий Андреевич Грачев и его автомобили

Ниже публикуются воспоминания канд. техн. наук Е. И. Прочко, работавшего под руководством В. А. Грачева с 1962 по 1982 гг. в бюро компоновок автомобилей, а затем возглавлявшего бюро гидроприводов ОГК СКБ ЗИЛ.

Специальное конструкторское бюро (СКБ) было организовано в июле 1954 г. по инициативе Маршала Г. К. Жукова с целью создания многоколесных транспортеров и колесных артиллерийских тягачей, обладающих проходимостью, соизмеримой с проходимостью гусеничных транспортеров и снегоболотоходов, но обладающих более высокими скоростями движения по бездорожью и по дорогам с твердым покрытием, большей маневренностью, меньшим расходом топлива (за счет более эффективного использования движителя), меньшим уровнем шума при движении.

Работа над автомобилями сверх высокой проходимости всегда была на острие технического прогресса. Однако, не внося в этот процесс оригинальные и необычные технические решения, невозможно было добиться того успеха, на который рассчитывали по максимуму передовые создатели автомобилей высокой проходимости (АВП). Неудивительно, что во главе СКБ ЗИЛ был поставлен Виталий Андреевич Грачев (1903—1978 гг.) — человек, который всю жизнь увлеченно и плодотворно занимался созданием автомобилей высокой проходимости, как правило, очень удачных. За два из них автомобиль ГАЗ-61 и на его базе бронеавтомобиль БА-64 и плавающая амфибия 6 × 6 ДАЗ — 485, он был удостоен Сталинских премий в 1942 г. и 1951 г. соответственно. Это была его стихия, к тому же он тонко чувствовал, какая автомобильная техника и с какими показателями нужна армии, и всегда стремился работать в этой области, создавая машины с более высокими техническими параметрами, чем те, которые были указаны в техническом задании. Часто Грачев сам искал и находил темы своих новых работ. Для достижения своих целей — создания супервездеходов для экстремальных условий работы (снег глубиной до 1,7 м; сыпучий песок, густая грязь глубиной до 1,5 м; бездонные болота, водные преграды и др.) с запредельными показателями проходимости, В. А. Грачев не боялся использовать неавтомобильные решения. В числе их конструкции, выполненные по другой технологии вопреки автомобильным догмам и устоявшимся положениям. Этим он иногда наживал себе врагов в автомобильном мире в основном, неординарными решениями — передние и задние управляемые колеса и отсутствие подвески. Однако его технический и нравственный потенциал были настолько велики, что он как магнитом притягивал к себе одаренных людей. Научный мир (МВТУ, Бронетанковая академия, МАМИ, МАДИ, НИИИ-21, ВНИИ-100, КАДИ, СКБ МАЗ и др.), по своим задачам творчески устремленный в будущее, поддерживал В. А. Грачева всеми силами и помыслами, как союзника и соратника. Представители передовой науки считали за честь сотрудничать с В. А. Грачевым, с радостью откликаясь на все его просьбы и предложения. "Для Грачева и его

машин мы сделаем все", — заявляли они. В. А. Грачев по своему характеру был максималистом и убежденно считал: все, что мы и мировое автостроение знаем и применяем для повышения проходимости транспортных средств, должно быть обязательно использовано, несмотря на повышенные затраты (они обязательно окупят себя), а то, что мы (да и никто другой) пока не знаем (влияние на проходимость удельного давления на разных грунтах, размеров и расположения шин, рисунков их протекторов, внутреннего давления в шинах, схем трансмиссий и др.), нужно познавать своими силами, не теряя драгоценного времени. Для этого в СКБ в 1954—1956 гг. создавались ходовые макеты машин 6 × 6 и 8 × 8 с различными ошиновкой и рисунками протекторов, с давлением в них воздуха вплоть до вакуума, удельным давлением на различные грунты (в первую очередь снег и болото, причем выяснилось, что это не является главным показателем проходимости) с разными схемами трансмиссий, с индивидуальной подвеской и вообще без нее и др. Делались многочисленные штампы для определения различных грунтовых зависимостей, параметров сдвига грунта, сопротивления качению и др. (ведущие конструкторы В. М. Андреев, В. Б. Лаврентьев и др.). В. А. Грачев впервые в мировой практике ввел понятие профильной проходимости (в дополнение к опорной), разработал теорию, методику и практику преодоления профильных препятствий (рвов, ям, окопов, уступов, водных преград, подъемов крутизной до 40°, выход из воды на крутой берег, спуск крутизной до 45°, устойчивое движение с боковым креном до 30° и др.).

Можно отметить множество нетрадиционных технических решений, примененных в СКБ ЗИЛ с целью резкого увеличения проходимости транспортных средств, повышения их средних скоростей движения по бездорожью, улучшения маневренности и возможности преодоления сложных профильных препятствий. Здесь практика опережала науку.

Основные принципы разработки конструкций автомобилей СКБ ЗИЛ, начиная с 1959 г. (ракетовозов, вездеходных базовых шасси, поисково-спасательных машин для выполнения космических программ и др.), их отлчительные особенности указаны ниже.

1. Шины — максимально возможных по компоновке размеров, малослойные, с развитыми грунтозацепами (хотя это увеличивает их износ и уровень шума при движении по шоссе), с регулируемым внутренним давлением (0,4—2,5 кгс/см^2), обязательно недогруженные (на 30—40 %), с клапанами быстрого заполнения и выпуска воздуха, с использованием воздушных редукторов постоянного давления. Изучался вопрос автоматической (без малоквалифицированного участия водителя) установки внутреннего давления воздуха в шинах в зависимости от предполагаемого к преодолению грунта. Наиболее распространенной была шина И-159 16.00-20" (наружный диаметр 1390 мм). Применялись шины и большей размерности — малослойные 15,00-30" и 21,00-28" (с наружным диаметром 1775 мм).

2. Максимально высокий дорожный просвет (на снегоболотоходе ЗИЛ -Э167 — до 852 мм), абсолютно гладкое плоское дно машины с передним наклонным "въездным" листом.

3. Обязательное в связи с этим применение нецентральных (двухвальных) колесных редукторов (передаточные числа 3,727—4,91) с межцентровым расстоянием не менее 156 мм (до 195 мм). Нецентральные колесные редукторы к тому же значительно облегчают подбор передаточных отношений, подвод воздуха к шинам и тормозной жидкости — к герметичным тормозным механизмам. По всем этим причинам планетарные колесные редукторы на автомобилях в СКБ ЗИЛ не применялись.

4. Бортовой блокированный привод всех колес. На машинах 6 × 6 с одним двигателем ставился блокируемый вручную межбортовой дифференциал, на машинах 8 × 8 применялся бездифференциальный привод (кроме электрохода ЗИЛ-135Э), когда каждый борт "вел" собственный силовой агрегат. Число дифференциалов стремились свести к минимуму или к нулю. К этому побуждала недостаточная эффективность работы межколесных самоблокирующихся дифференциалов на ранних машинах СКБ с мостовым приводом (макетных № 1 и № 2 ЗИС-Э134, ЗИЛ-134, ЗИЛ-157-Р). Тогда применялись червячно-винтовые дифференциалы типа Вальтер (лучшие по своим показателям), с регулируемыми фрикционными муфтами типа Торнтон Пауэр-Лок, дифференциалы свободного хода типа Ноу-Спин — все созданные в ОГК под руководством Е. А. Степановой.

5. Применялись симметричные колесные схемы 1-1-1 (для машин 6 × 6) и 1-Н-1 (для машин 8 × 8). При этом поворотными были передние и задние колеса. Это повышало маневренность и сокращало число колей на грунте при повороте, причем передние и задние колеса обычно шли по общим колеям. Управляемые колеса поворачивались на половинный угол (15—17°), при том же радиусе поворота, что облегчало компоновку машины с шинами большого диаметра и повышало надежность работы колесных карданных шарниров. Для повышения устойчивости движения по шоссе было введено запаздывание поворота задних колес (после поворота передних на 5—6°).

6. Была отработана система гидравлической кинематической связи передних и задних управляемых колес с автоматической коррекцией рассогласования.

7. Начиная с 1956 г. практически на всех образцах СКБ ЗИЛ применялись бесступенчатые коробки передач, обычно гидромеханические (ГМП) со встроенным планетарным демультипликатором. Первую такую ГМП "135 Е", рассчитанную на входящие мощность 180—200 л. с. и момент до 50 кгс · м, спроектировали под руководством В. И. Соколовского, С. Ф. Румянцева и Ю. И. Соболева. В ее доводке решающую роль сыграла лаборатория гидропередач ОГК ЗИЛ (начальник

Ю. И. Чередниченко). Данная шестиступенчатая (3 × 2) ГМТ с силовым диапазоном планетарного ряда 6,96 (2,55 × 2,73) и с гидротрансформатором (коэффициент К равен 2,65 и 2,75) в течение более 10 лет серийно выпускалась в 1-м и 3-м инструментальных цехах ЗИЛ. В. А. Грачев считал бесступенчатые трансмиссии с безразрывным подводом мощности к колесам обязательной принадлежностью автомобилей сверхвысокой проходимости. По инициативе В. А. Грачева велись проработки и были изготовлены опытные образцы планетарной четырехступенчатой коробки передач типа "Вильсон" (ведущий конструктор А. И. Филиппов), пятиступенчатой планетарной коробки передач по новой схеме (ведущие конструкторы А. Н. Нарбут и Е. И. Прочко), коробки типа ВСК (ведущий конструктор В. И. Соколовский), двухпоточной ступенчатой с двумя муфтами сцепления (на четном и нечетном потоках) коробки передач (ведущие конструкторы В. И. Соколовский и Ю. С. Шурлапов). Работа велась еще в 70-е годы, и только сейчас фирма "Фольксваген" начала применять эту схему. Были испытаны и другие виды бесступенчатых трансмиссий. Для изделия ЗИЛ-135В (ВПУ 9П 116) в 1962 г. была создана электротрансмиссия с применением мотор-колес. Привод генератора осуществлялся от газотурбинного двигателя. В 1965 г. был построен вездеход ЗИЛ-135Э 8 × 8 полной массой 24 т с электротрансмиссией. Мотор-колеса имели оригинальные двухступенчатые планетарные редукторы и поперечное расположение электродвигателей (компоновку блестяще выполнил В. В. Шестопалов). Привод осуществлялся двумя двигателями ЗИЛ-133 мощностью 210 л. с. Все электроагрегаты авиационные (ПЯ 3915), приспособленные к установке на автомобиль (машина сохранилась). Ведущие конструкторы — А. И. Филиппов и И. И. Сальников. В 1978 г. был построен и испытан пневмогусеничный вездеход ЗИЛ-3906 с бортовыми гидрообъемными трансмиссиями (ведущий конструктор Е. И. Прочко), машина сохранилась. Аналогов ей до сих пор нет.

8. Подвеска колес применялась только независимая, торсионная, с мощными гидроамортизаторами (был построен образец и с гидропневматической подвеской). В ряде случаев применялись рычажные гидроамортизаторы (от танка ПТ-76) как более надежные и грязестойкие. На автомобилях 8 × 8 с колесной схемой 1-2-1 подвеску средних колес считали необязательной, причем в этом случае выигрыш в массе достигал 1,5 т. Была

ЗИЛ-136 (1957 г.). Колесная формула 6 × 6. Двигатель ЗИЛ-110. Двигатель 8-цилиндровый рядный, карбюраторный. Мощность 145 л. с. Макетный образец

ЗИЛ-135Б (1958 г.). Колесная формула 8 × 8. Число мест в кабине 2. Грузоподъемность 5 т или 30 чел. Снаряженная масса 10 т. Два двигателя ЗИЛ-123Ф. Двигатель 6-цилиндровый рядный, карбюраторный. Мощность 2 × 110 л. с. База 2,0 + 1,5 + 2,0 м. Колея 2,15 м. Дорожный просвет 500 мм. Ширина 2,7 м. Максимальная скорость 55 км/ч. Запас хода 500 км. Опытный образец

ЗИЛ-135Л (1961 г.). Колесная формула 8 × 8. Грузоподъемность 9 т. Число мест в кабине 4. Снаряженная масса 10,5 т. Полная масса 19,7 т. Два двигателя ЗИЛ-375. Двигатель 8-цилиндровый, V-образный, карбюраторный. Мощность 2 × 180 л. с. Контрольный расход топлива 100 л/100 км. База 2,4 + 1,5 + 2,4 м. Колея 2,3 м. Дорожный просвет 475 мм. Длина 9,27 м. Ширина 2,8 м. Высота 3,17 м. Шины 16.00—20. Максимальная скорость 65 км/ч. Серийное производство

ЗИЛ-135Э (1965 г.). Колесная формула 8 × 8. Число мест 3. Грузоподъемность 5 т. Полная масса 24 т. Два двигателя ЗИЛ-133. Двигатель 8-цилиндровый, V-образный, карбюраторный. Диаметр цилиндра и ход поршня — 108 × 95 мм. Рабочий объем 7 л. Мощность 2 × 210 л. с. Максимальная скорость 68 км/ч. Длина 7 м. Ширина 2,55 м. Опытный образец

ЗИЛ-135Л (1961 г.): колесная формула 8 × 8. Число мест в кабине 4. Грузоподъемность 10,5 т. Полная масса 21 т. Мощность двигателя 2 × 180 л. с. Максимальная скорость 65 км/ч. Серийное производство

проведена большая работа с целью совсем отказаться от подвески колес, учитывая высокую упругость шин. Это давало преимущества движения с большой скоростью по ухабам, не заставляло колеса копировать профиль грунта с неизбежными при этом потерями, обеспечивало устойчивое движение по снегу и болоту и позволяло снизить массу машины. Недостаток (особенно у короткобазных машин) — наличие двух режимов продольного резонанса (раскачивания машины). Тем не менее, было построено несколько вездеходов (ЗИЛ-132, ЗИЛ-136, ЗИЛ-135Б, ЗИЛ-135Е и длиннобазное шасси ЗИЛ-135К), где отсутствие подвески, учитывая назначение машины, в целом себя оправдало. Длиннобазное шасси-ракетовоз ЗИЛ-135К в течение ряда лет выпускалось на БАЗе и вполне устраивало ракетчиков по проходимости, плавности хода, максимальной скорости движения (до 60 км/ч), удельной массе (отношение грузоподъемности к собственной массе равнялось единице). Это уже были не автомобили, а транспортные средства — носители оружия.

9. С самых первых машин СКБ ЗИЛ на них применялись барабанные герметичные тормозные механизмы (в последующем — с автоматическим регулированием). Были разработаны и дисковые герметичные тормозные механизмы (ведущий конструктор Э. М. Куперман). Начиная с 1970 г. впервые в мире на грузовых серийных автомобилях начали применяться открытые вентилируемые дисковые тормозные механизмы, установленные на быстроходных валах трансмиссии (т. е. не в колесе), хорошо защищенные от грязи (расположены обычно внутри корпуса) и очень эффективные (для их нормальной работы даже не требовались усилители). Дисковым тормозным механизмом были оборудованы всеми тремя тормозные системы. Привод гидравлический с пневмопружинным стояночным тормозным механизмом.

10. Рулевые приводы (с гидроусилителями) были, как правило, двухпоточные с независимым приводом передних и задних колес, что также облегчало их рассогласование и повышало надежность работы.

11. Применялись двигатели только бензиновые (в редких случаях газотурбинные). Дизели в СКБ ЗИЛ не применяли из-за их бóльших удельной массы, бóльших размеров, трудностей холодного пуска, бóльшего выходного крутящего момента, требующих трансмиссий большей мощности. Преимущества дизелей (бóльшая экономичность, возможность приема 100 % нагрузки без предварительного прогрева, отсутствие помех радиоприему) не считались в СКБ ЗИЛ определяющими. Было правило — двигатели перед установкой на изделие уже должны быть отработаны, чтобы не делать "опыт в опыте". Все помнили, как прекрасный автомобиль ЗИЛ-134 (8 × 8) (1957 г.) был "погублен" плохо отработанным двигателем ЗИЛ-134 (V -12, 250 л. с).

На серийных шнекоходах ЗИЛ-29061 и на опытных спецмашинах СКБ впервые в стране (на грузовых автомобилях) пробовали устанавливать (с положительными результатами) по два роторных двигателя Ванкеля (ВАЗ-311 и ВАЗ-411) мощностью по 70 и 150 л. с. Для легких (полной массой до 3,4 т) и малогабаритных машин их применяли в основном из-за хорошей динамики разгона, малой удельной массы и компактности. Недостатки роторных двигателей (ограниченный ресурс, низкий коэффициент приспосабливаемости, повышенный расход топлива, затрудненный холодный пуск без предварительного подогрева) для СКБ ЗИЛ не имели существенного значения.

12. Рамы на автомобилях СКБ ЗИЛ вначале изготовлялись из стали 30Т, сварные, предельно легкие и рациональные. Впоследствии, с 1966 г., стали использовать сварные (под аргоном) рамы из П-образного про-

ката (400 × 100 мм) из высокопрочных алюминиевых сплавов типа АМг-6.

13. Приблизительно в 1960 г. в СКБ ЗИЛ впервые в автомобильной промышленности по предложению доцента МВТУ им. Баумана В. С. Цыбина начались широкомасштабные работы по применению пластмасс (наполненного стеклопластика) в силовых конструкциях автомобилей: кабин, бензиновых баков, корпусов плавающих машин, ободков колес, буферов, торсионов и даже сотовых рам. Для этой цели на ЗИЛе был организован первый в отрасли производственный участок.

14. Рассматривал В. А. Грачев возможность использования топливных элементов для своих будущих плавающих машин (12 × 12) с электротрансмиссией.

15. Почти все автомобили СКБ ЗИЛ были плавающими, и их гидродинамика была доведена до совершенства. Достаточно напомнить созданный для инженерных войск большой 20-тонный плавающий транспортер ЗИЛ-135П (8 × 8) с несущим пластмассовым корпусом длиной 13,8 м (ведущий конструктор Ю. И. Соболев), который до сих пор (с 1965 г.) держит рекорд скорости движения по воде водоизмещающей амфибии — 18,2 км/ч, имея пропульсивный КПД 0,48 (у современных зарубежных амфибий он не более 0,24, обычно до 0,15). Решающий вклад в создание этой машины внес Лауреат Ленинской премии, д-р техн. наук, проф. полковник-инженер Ю. Н. Глазунов. Хорошо были отработаны гидродинамика корпуса и винтовые движители: водометы, откидные и поворотные винтовые колонки с гидродинамическими насадками, стационарные бортовые винты, шнековые (совместно с ЦНИИ им. Крылова). Сказывалась и особая любовь В. А. Грачева к плавающей технике (в молодости учился в мореходном училище). Он чувствовал формы плавающего автомобиля и мог "на глаз", но достаточно точно "отбить" ватерлинию. Первый вход новой машины в воду (самый опасный) он совершал в одиночку, сидя за рулем.

16. В СКБ ЗИЛ родилась идея — для полной герметизации подводных агрегатов наддувать их корпуса воздухом под давлением 0,4 кгс/см (через авиационный редукционный клапан РВ-04). За границей до этого додумались только через 10—15 лет.

17. В изделиях СКБ ЗИЛ соблюдалась высокая весовая культура (это заставляли делать, в том числе, требования к авиатранспортировке и водоплаванию). Широко применялись алюминиевые, магниевые и титановые сплавы. В середине 1920-х годов В. А. Грачев служил в авиации авиамехаником, летал на самолете Р-1 (и даже сам построил планер) и унаследовал от этой отрсли техники изящный, но в то же время рациональный стиль проектирования, любовь к нестандартным решениям, высокую весовую культуру. Поломки деталей на испытаниях его не огорчали, а даже радовали: найдено слабое место, которое усилим — в машине все должно работать по максимуму, без излишних запасов прочности (и веса). "Запас карман тянет", — считал В. А. Грачев.

18. Немногие отважились бы поставить реактивный двигатель (АИ-25ТЛ) на автомобиль, но это дало ошеломляющий эффект — надежный выход из воды на крутой илистый берег, уверенное движение по снегу запредельной глубины.

19. В. А. Грачев не считал нужным устанавливать на свои машины лебедки самовытаскивания, аргументируя это тем, что в большинстве случаев его изделия в них не нуждаются, а там, где они "сядут" (обычно бездонное болото), лебедка уже не поможет (ее и не за что будет "зацепить", чтобы вытащить тяжелую машину).

20. В. А. Грачев все время стремился посмотреть за "горизонт" и торопился это сделать, видимо, зная, сколько ему отмерено времени. В СКБ ЗИЛ были перепробованы (т. е. построены, испытаны, изучены), наверное, все существующие виды движителей: шины со сверхнизким давлением, пневмокатки, пневмогусеничные "Аэроллы", гусеничные, шнековые, типа Авенариуса. Это давало основание ему потом подвести итог: "при создании новой машины мы можем еще ошибиться в расчете валов, шестерен, рам, но мы уже никогда не ошибемся в выборе нужного вида движителя для данного конкретного грунта".

21. В. А. Грачев считал совершенно обязательным иметь на конструируемых машинах максимальный динамический фактор Д ⩾ 1, потому что в реальной эксплуатации он снижался (из-за разрегулировки двигателя, его износа и др.) до требуемых значений (Д = 0,78—0,85). В противном случае автомобиль (8 × 8) БАЗ (ЗИЛ)-135ЛМ (с вынуждено установленной механической трансмиссией с силовым диапазоном $Д_{сил}$ = 7,915) с трудом преодолевал подъем 29°. Ограничение было связано не со сцепными возможностями очень удачных шин 16,00—20, а с двигателями. Вместе с тем на аналогичном автомобиле ЗИЛ-135Л (с гидромеханической трансмиссией), имевшем $Д_{max}$ = 1,15, был преодолен

на твердом грунте подъем 47° (водитель Б. И. Григорьев).

22. Для повышения проходимости автомобилей СКБ ЗИЛ при движении по слабым грунтам, особенно по снегу и грязи, трансмиссии создавали с расчетом получения сверхнизкой устойчивой "ползучей" скорости (< 1 км/ч), т. е. с силовым диапазоном (при полной мощности) не менее 22.

23. По наблюдению испытателей применение бортовой схемы привода колес по сравнению с мостовой схемой повышало проходимость не менее, чем на 30 %.

24. Именно в СКБ ЗИЛ впервые начались работы по созданию нового класса амфибийных колесных машин с высокими опорной и профильной подвижностью по грунту, способных сходить в бурное море с десантного корабля, активно плавать среди колотых льдов и при шторме до 5 баллов (при котором обычно сопровождающих их тральщикам запрещалось выходить в море), гарантированно выходить с грузом до 20 т на неподготовленный берег (каменистый, илистый, песчаный) и возвращаться порожняком обратно тем же путем, поднявшись по слипу на десантный корабль. В то время (1970-е годы) мировых аналогов таких машин не существовало. Прототипом служил плавающий автомобиль ЗИЛ-135П (8 × 8), по просьбе морских пограничников успешно отработавший сезон по снабжению приморских пограничных застав и зимовий, расположенных вдоль побережья Северного Ледовитого океана. Военные моряки и полярники дали ему положительные оценки. До этого им приходилось при подходе корабля снабжения к берегу, и то на значительном удалении от него (камни!), спускать только на спокойную воду (что бывало редко) лихтер или металлический плот, ставить на него автокран и бульдозер, и все вместе с грузом буксировать катером на берег, делая иногда несколько "ходок". Возникла идея создания специальной морской транспортной амфибии (ТА) 8 × 8 (на шинах большого диаметра) грузоподъемностью 15 т (ведущий конструктор А. П. Селезнев) для проведения подобных операций. Единственным условием моряков было применение одного дизеля (на автомобиле ЗИЛ-135П было два бензиновых двигателя ЗИЛ-375). К сожалению, эта работа не состоялась по ряду причин, хотя и был выполнен эскизный проект ТА (компоновку делал сам В. А. Грачев). Одной из них было нежелание В. А. Грачева применять тяжелый и громоздкий дизель (для которого, кстати, и не было ГМП с автоматическим управлением), а также чувство обиды за то, что машину ЗИЛ-135П уронили и разбили в Мурманском порту пьяные крановщики (поднимали двумя кранами), и она уже восстановлению не подлежала.

25. В начале 70-х годов потребовалось создать велоэргометр для тренировки космонавтов на обитаемых космических станциях типа "Салют". Все организации, в том числе очень солидные, куда обращались "королевцы", отказались от решения этой неожиданно сложной технической проблемы. Здесь требовались высочайшая надежность, минимальная масса, способность работать в условиях невесомости, удобство использования. Отсюда — изящность изделия. И так получилось, что последней надеждой было СКБ В. А. Грачева, которого для выполнения этой работы рекомендовали хорошо знающие его космонавты. Виталий Андреевич охотно взялся за нее — это было необычно и интересно, причем представил это в виде жеста доброй воли — за счет СКБ ("Если вы не можете, то сделаю я и денег не возьму."). В результате в короткий срок (в феврале 1974 г.) были построены удачные образцы велоэргометра (ведущие конструкторы Ю. И. Соболев и А. И. Филиппов), не имеющие мировых аналогов, с обратимым червячным мультипликатором, предназначенным для привода нагрузочного генератора. До сих пор (с января 1975 г.) эти велоэргометры летают и надежно работают на обитаемых космических аппаратах, в том числе "Салют-4", а их создатели были удостоены правительственных наград.

26. Еще одна неординарная работа СКБ ЗИЛ — создание тогда не имевшей мировых аналогов большегрузной самоходной платформы ЗИЛ-135Ш. Она была начата в 1965 г. (по личной просьбе С. П. Королева, не раз приезжавшего по ночам в СКБ). Назначение — перевозка ответственных неделимых грузов массой свыше 100 т прямо из сборочного цеха завода "Прогресс" (г. Куйбышев) на космодром Байконур — иначе трудно было обеспечить качественную сборку изделия на месте. Движение — по азимуту, т. е. с преодолением рек, рвов, насыпей, песков пустыни и др. Изделие "135 Ш" должно было представлять собой металлическую платформу размером 10,8 × 21,1 м, установленную на 16 активных поворотных (на 180°) стойках (всего с 32 шинами), с электромотор-колесами (мощность каждого электродвигателя 31,5 кВт), понижающими планетарными редукторами, с авиационными многодисковыми тормозными механизмами, с телескопической гидропневматической подвеской (амортизаторы от самолета Ил-18), регулируемой по высоте. Шины — максимально большого диаметра с системой регулирования давления воздуха. Колея по крайним колесам 11,2 м. Поворот стоек электромеханический, с индивидуальным управлением по заданным алгоритмам от бортовых вычислительных машин. Система индивидуального управления поворотом стоек должна была обеспечить возможность движения с одинаковой скоростью вперед, назад, боком ("лагом"), по диагонали, разворот с любым радиусом вокруг произвольной точки вплоть до геометрического центра платформы. Силовая установка состояла из 9 бензоэлектрических агрегатов (каждый имел двигатель ЗИЛ-133 со всеми обслуживающими системами, генератор мощностью 125 кВт, возбудитель, согласующе-раздаточный редуктор и др.), стоящих рядом. Максимальная скорость движения платформы 20 км/ч. Велись конструкторские разработки детальной компоновки машины, силовых агре-

гатов, поворотных активных стоек, механизмов управления. Был построен макет изделия в масштабе 1:25. Однако со смертью С. П. Королева в 1966 г. финансирование этой темы, как и некоторых других, было прекращено. Тем не менее, продолжалась работа на перспективу с проектированием полноповоротных стоек с мотор-колесами и электромеханизмами их управления, телескопических гидропневматических регулируемых подвесок — для будущих большегрузных самоходных тяжеловозов. Был построен и испытан макетный образец ходового модуля с двумя активными поворотными стойками — "МШ" ("макет Ш") — ведущий конструктор А. И. Алексеев.

Одновременно с изделием "135 Ш" (по заказу организации ПЯ 651) началась разработка предельно компактного электромотор-колеса для лунохода. Требовалось решить технические проблемы работы его в условиях глубокого вакуума и сверхнизких температур без смазочного материала, отвода теплоты, получения минимальной массы, возможности работы в тормозном режиме (аналогичная проблема отвода теплоты), хладостойкости, получения высочайшей надежности и др. К сожалению, эта очень интересная работа (ведущий конструктор Е. И. Прочко) дальше эскизного проекта не продвинулась. Тему передали в организацию, обладающую большими технологическими возможностями, к тому же ведущую разработку шасси лунохода в комплексе.

Несколько слов о самом Виталии Андреевиче как о мудром человеке, всем своим нравственным и научным обликом решающим образом влиявшим на идеологию, организацию процесса, стиль и результативность работы СКБ ЗИЛ. Характер В. А. Грачева — ищущий, изобретательный, настойчивый и очень смелый — при выборе технических решений и во взаимодействии с заказчиком и руководством. В его кабинете висело изречение, полностью отвечавшее идеологии деятельности В. А. Грачева: "Кто хочет выполнить задание — находит средства, кто не хочет этого — находит причину". Для него не было неразрешимых задач. Все работы В. А. Грачева, как правило, не имели мировых аналогов, были пионерскими. У него было неуемное желание обязательно опередить Запад, что нередко и удавалось сделать. В результате проходимость по слабым грунтам у колесных машин СКБ ЗИЛ была наивысшая, опережающая любую западную машину. Хорошо относился к чужим идеям (техническим и организационным), с которыми к нему прийти мог каждый. Виталию Андреевичу все это было интересно. Оценка предложенных идей у него всегда была объективной и в необидной форме. Сказывался огромный опыт конструктора. Он был прирожденным конструктором, с видимым удовольствием изучал чертежи, особенно чужие. Не боялся сложных решений, прекрасно понимая, что техника развивается только по пути усложнения. Не имея высшего образования (только 4 курса Томского политехнического института), В. А. Грачев был членом ВАК. Скептически относился к идеям конверсии своих машин, прекрасно понимая, для чего они созданы и что они при этом потеряют как типичные паллиативы. Известно, что универсальные автомобили высокой проходимости неизбежно теряют свои качества при работе во всех сферах.

В. А. Грачев был и физически очень смелым человеком, принимал активное участие в испытаниях своих машин, а в рискованных (и опасных для жизни) случаях, например, спуск с крутого берега к воде, первым садился за руль. Не боялся преодолевать и предельные подъемы (до 41°), где опытные водители опасались (необоснованно) опрокидывания машины назад. Прекрасно водил свою любимую служебную "Победу" (права с 1924 г.), причем "по умному", понимая, какие при этом происходят процессы в машине и по привычке анализируя их.

В. А. Грачев был очень начитанным, обладал высокой внутренней культурой, блестяще владел речевой и письменной грамотностью, прекрасно играл на домре, аккордеоне, пианино (одно из них стояло в помещении СКБ, и В. А. Грачев нередко играл на нем в обеденный перерыв). Шутя и сам писал музыку. Очень любил "умные" игры: шахматы (имел спортивную категорию), нарды, преферанс. В физическом плане следил за собой (к сожалению, кроме курения), занимался спортом и культивировал занятия им среди сотрудников, понимая, что в здоровом теле и здоровый дух. В политическом плане В. А. Грачев твердо верил в правое дело и вряд ли потом стал бы "перевертышем". Было такое впечатление, что В. А. Грачев абсолютно лишен честолюбия — никаких публикаций о своей жизни, работе, о своих машинах, никаких лишних появлений "на публике" (хотя впечатления он производил потрясающие). "Чем меньше обо мне будут знать, тем лучше", — убежденно считал он. В. А. Грачев старался не включать себя в авторские свидетельства (их у него всего 7), хотя практически все идеи были предложены им. "Мне это не нужно — вам нуж-

Поисково-спасательный комплекс "490" (1989 г.): ЗИЛ-49061, ЗИЛ-4906, ЗИЛ-29061

нее". Считал, что это нормальная творческая работа и даже обязанность — создавать что-нибудь новое и необычное и не получать за это дополнительных денег.

Отношение В. А. Грачева к своим старым работам и машинам (а их у него насчитывалось свыше 75) было довольно равнодушным — для него это были пройденные этапы, обработанные и проанализированные материалы, из которых уже были извлечены все необходимые уроки для будущих работ, сделаны выводы и рекомендации. Из машин было "выжато" все. По этой причине он не считал нужным тратить силы и время на проведение вроде бы желательной модернизации (но не доводки) объектов, освоенных в производстве, например, автомобиля ЗИЛ-135ЛМ (ведущий конструктор Л. П. Лысенко), который в этом остро нуждался, хотя и выпускался на БАЗе 29 лет — замены ему не было.

История своих работ (в автопромышленности, т. е. на ГАЗе работал с 1931 г.) его тоже мало волновала ("старина — матушка") — он больше стремился в будущее, и у него не было времени (а может и желания) остановиться, оглянуться и исторически проанализировать (лучшее в письменном виде) свой творческий путь. Вперед и только вперед! Правда, годы работы на ГАЗе (с 1931 по 1944 г.) он неизменно вспоминал с теплотой, завод как образец завода с прекрасной организацией производства, интенсивного создания новых моделей автомобилей (под руководством главного конструктора А. А. Липгарта), рациональной и информативной постановки проведения испытаний (именно испытаний на многих образцах, которых не жалели, а не пробегов и показов), быстрого (если надо) освоения нового производства, независимо от его сложности (на ГАЗе было очень развито инструментальное и прессово-штамповочное производство, были сильные кадры технологов). Иногда он вспоминал о рациональных решениях элементов автомобилей 1930—1940-х годов (не только отечественных), которые в новой обстановке могли бы помочь в решении современных задач. Тем не менее, и отношение у В. А. Грачева к сохранению своих старых машин было прохладным, что было непонятно молодым специалистам. Чаще звучала команда: освободить место, избавиться от ненужного старья, порезать, сжечь. Единственно чем удалось его заинтересовать, то это осмотром своих сохранившихся старых автомобилей — легкового ГАЗ-61-73 (4 × 4) маршала И. С. Конева и трехосного грузового ГАЗ-ААА (6 × 4) (сейчас находится в музее ГАЗ). Последнюю машину, осмотрев ее в несостоявшемся музее Мосавтотранса в 1969 г., он согласился взять в СКБ на восстановление. К сожалению, начальник Мосавтотранса И. М. Гоберман ее не отдал ("Мы сами восстановим", что и не сделали). Один образец колесного артиллерийского тягача ЗИЛ-134 (8 × 8) в 1962 г. передали в лабораторию кафедры "Колесные машины" МВТУ им. Баумана как образец выдающегося супервездехода (для обучения студентов), где ее потом порезали. Второй образец машины ЗИЛ-134 вместе со снегоболотоходом ЗИЛ-136 (6 × 6) долгое время стоял в музее НИИ-21, где они и были уничтожены при его ликвидации. Сохранились (в плохом состоянии) снегоболотоход ЗИЛ-Э167, электроход ЗИЛ-135Э, шасси ЗИЛ-135КЛ и ЗИЛ-135ЛМ, "аэролл" ЗИЛ-3906 с гидрообъемной трансмиссией, несколько ПЭУ и "синих птиц" (ЗИЛ-4906), амфибии ЗИЛ-485Б, ЗИЛ-132А и ЗИЛ-49042, универсальный ЗИЛ-5901 (6 × 6), шнеки ШН-67 и ЗИЛ-4904. По слухам, на радиотехническом полигоне около пос. Кратово до сих пор стоит ракетоносное шасси ЗИЛ-135К (8 × 8) (технический шедевр СКБ, даже сейчас не имеющий мировых аналогов. Компоновка В. Б. Лаврентьева, ведущий конструктор по машине Ю. В. Балашов). Дальнейшая судьба этих машин неопределенная.

Е. И. Прочко