Журнал выходит при информационной поддержке АЙО ЗИЛ, ОАО "KAMA3", РУП "MA3", УП "M3KT", 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 А. П. Гурченко 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 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), 246-10-33, 217-90-38 в Украине (г. Харьков),

В. Г. Дьяченко

Тел. (10-380-572) 707-68-48

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

107076, Москва, Стромынский пер., 4 Тел. (499) 269-49-97 E-mail: grouzovik@mashin.ru http://www.mashin.ru

Адрес издательства

107076, Москва, Стромынский пер., 4 Тел. (499) 268-38-58

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

© ОАО "Издательство "Машиностроение", "Грузовик &", 2009

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.

Грузовик & С ПРИЛОЖЕНИЕМ

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

Конструкция

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

Дорожные машины Смоленского автоагрегатного за-6 вода АМО ЗИЛ

Кальмансон Л. Д. Трансмиссия полноприводных ав-11 томобилей (Продолжение)

Оборудование

Алехин С. А., Попов Г. К., Салтовский В. В. Перспек-15 тивная вспомогательная силовая установка наземного транспортного средства

Антипов А. Ю., Барский И. А., Вальехо Мальдонадо П. Р., 19 Шаталов И. К. Газовый двигатель на базе дизеля для грузовых автомобилей

Исследование. Расчет

Назаров А. Д. Обеспечение действительной уравно-22 вешенности двигателей V-8 увеличением массогеометрических параметров отдельных противовесов коленчатого вала

Врублевский А. Н., Григорьев А. Л., Денисов А. В. 30 Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания

Ерощенков С. А., Корогодский В. А., Каграманян А. А., Василенко О. В. Влияние коэффициента избытка 36 воздуха и степени сжатия на термический КПД двигателя с искровым зажиганием

Надежность

Козловский В. Н., Малеев Р. А. Поиск и оценка 41 значимости ключевых параметров активной зоны типовых конструкций генераторной установки

Технология

Солоницын Б. М., Клепиков В. В. Усилия резания при 44 шевинговании цилиндрических зубчатых колес

Экология

Левтеров А. М., Левтерова Л. Л., Гладкова Н. Ю. Ис-46 следование характеристик двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензоэтальных топливных композициях

Звонов В. А., Гиринович М. П. Исследование меха-51 низмов образования оксидов азота в условиях камеры сгорания дизеля

Информация

Куликова С. В. Интернет-исследование внешней 55 среды дилера грузовых автомобилей

Автомобиль "Урал" признан лучшим отечественным 58 грузовым автомобилем на выставке в Санкт-Петербурге

59 Обзор по спецавтотехнике

63 Contents

Журнал входит в перечень утвержденных BAK $\mathit{P}\Phi$ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней

2009 (No 150)

АВТОМОБИЛИ КАМАЗ

5360, 53605 5460, 6460 6520, 65201

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &". 2007, № 3—12; 2008, № 1—7, 10—12)

КАБИНА

Дано описание кабины, сидений, их регулирования, работы вентилятора, кондиционера.

Кабина — цельнометаллическая, расположенная над двигателем, трехместная или двухместная, с одним или двумя спальными местами в зависимости от модели и комплектации автомобиля.

На автомобилях установлены буфер-спойлер, переходящий в дополнительные подножки, пластмассовые передние крылья, быстросъемное боковое за-

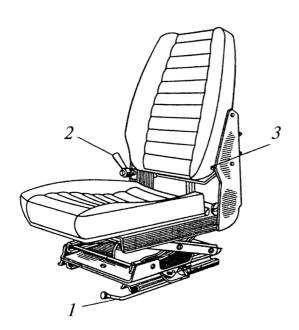


Рис. 1. Регулирование сиденья водителя:

1 — рычаг регулирования продольного положения сиденья; 2 — рукоятка регулирования жесткости подвески; 3 — рычаг

щитное ограждение между передними и задними колесами. В конструкции автомобилей предусмотрено наличие гидравлического подъемника кабины.

По требованию покупателя может быть установлен аэродинамический козырек и нанесена суперграфика.

Сиденье водителя (с подголовником или без него) имеет возможность регулирования жесткости подвески, наклона спинки и продольного перемещения (рис. 1).

Перед опусканием верхнего спального места в кабинах, укомплектованных водительским сиденьем с подголовником, последний необходимо вынуть (убрать) из спинки сиденья.

Жесткость подвески регулируется рукояткой регулирования жесткости. Для увеличения жесткости надо повернуть рукоятку так, чтобы был виден знак "+", и сделать ею несколько качательных движений. Качая рукоятку в положении "—", можно уменьшить жесткость подвески сиденья.

Наклон спинки можно выбрать, нажав вниз рычаги наклона спинки.

Положение сиденья в продольном направлении нужно устанавливать, нажав на рычаг регулирования продольного положения сиденья.

В некоторых комплектациях автомобилей возможна установка **сиденья водителя на пневмоподвеске** (рис. 2).

Наклон спинки (до 45°) можно выбрать, нажав вниз на рычаг 1 наклона спинки.



Рис. 2. Сиденье водителя на пневмоподвеске

Регулирование высоты (на 60 мм) и угла наклона сиденья осуществляется поднятием поочередно рычагов 2 вверх.

Положение сиденья в продольном направлении устанавливают поднятием вверх рычага 3.

Регулирование по массе автоматическое (от 50 до 130 кг), осуществляется кнопкой

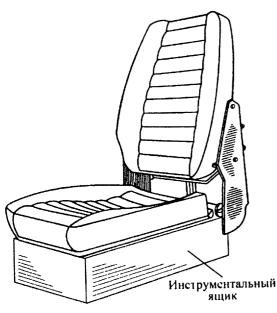


Рис. 3. Сиденье пассажира



Рис. 4. Ремни безопасности

сброса воздуха, расположенной с правой стороны под креслом.

Возможно наличие подлокотников, при этом угол их наклона устанавливается с помощью пластикового регулятора под подлокотником.

Сиденье крайнего пассажира установлено на инструментальном ящике (рис. 3). Для доступа к инструментальному ящику спинка имеет возможность складываться вперед. Далее спинка с подушкой откидывается на шарнирах в сторону водителя.

Сиденья автомобиля укомплектованы ремнями безопасности (рис. 4). Для того чтобы пристегнуться ремнями, надо вставить язычок 1 ремня в замок 2 до щелчка, не допуская скручивания лямок, для отстегивания ремня нужно нажать кнопку 3 замка.

Ремни безопасности должны использоваться при всех поездках, при этом не допускается пристегивание ремнем ребенка, сидящего на коленях пассажира. Каждый ремень безопасности используется только одним человеком.

Разборка частей ремня безопасности не допускается. В случае загрязнения лямок надо очистить их мягким мыльным раствором.

При наличии существенных повреждений ремня (потертость лямки, порезы, неисправность втягивающего устройства), а также, если ремень подвергся критической нагрузке в дорожно-транспортном происшествии, его необходимо заменить ремнем той же модели.

Отопление кабины осуществляется от системы охлаждения двигателя. Охлаждающая жидкость циркулирует через радиатор отопителя и нагревает воздух, проходящий через радиатор. Воздух нагнетается вентиляторами, которые включаются клавишей на панели выключателей. Нагрев воздуха включается и ре-

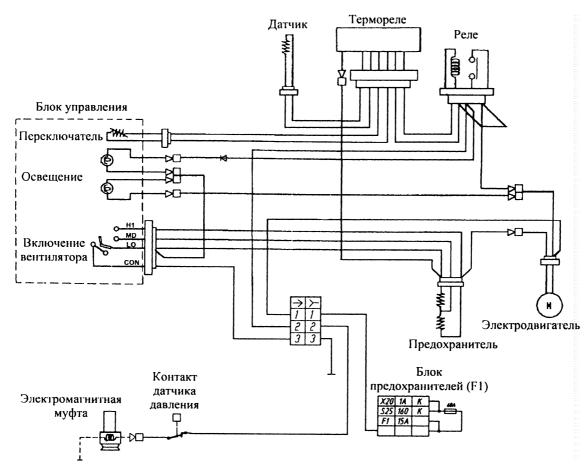


Рис. 5. Электрическая схема подключения кондиционера (вариант I)

гулируется рукояткой управления краном отопителя. В положении рычага "Закрыто" в кабину нагнетается неподогретый наружный воздух.

Направление воздушного потока можно регулировать рычагами и дефлекторами обдува стекол дверей, которые расположены на панели приборов.

Фильтрующий элемент фильтра радиатора отопителя следует очищать по мере необходимости встряхиванием.

В отдельных комплектациях автомобилей возможна установка кабины с кондиционером. Схема подключения кондиционера представлена в двух вариантах (рис. 5 и 6).

Управление кондиционером осуществляется ручками, которые находятся на панели испарителя (рис. 7).

Для включения кондиционера необходимо выполнить следующие операции:

- 1) пустить двигатель машины;
- 2) включить вентилятор испарительного блока кондиционера ручкой 1, имеющей четыре положения:
- 0 вентилятор выключен; 1 минимальная подача вентилятора; 2 средняя подача вентилятора; 3 максимальная подача вентилятора;

3) включить кондиционер ручкой 2 управления термостатом. Движение ручки вверх включает кондиционер и увеличивает его холодопроизводительность, что делает воздух, подаваемый в кабину, холоднее.

После включения кондиционерной установки нужно открыть форточку кабины на 2-3 мин для удаления нагретого воздуха из кабины, а затем закрыть ее. Наилучшая холодопроизводительность кондиционера достигается при закрытых окнах и дверях кабины. Рекомендуется охлаждать воздух внутри кабины ниже наружного не более чем на $8-12\,^{\circ}\mathrm{C}$.

Мощность воздушного потока регулируется изменением подачи вентилятора испарителя ручкой 1. Направление воздушного потока изменяется поворотом дефлекторов, которые находятся на панели испарителя в кабине машины.

Для выключения кондиционера необходимо сдвинуть ручку 2 вниз до упора.

Внимание!

Работы по ремонту и замене компрессора, фильтраресивера осущителя и других, вышедших из строя составных частей кондиционерной установки, должны производить специально обученные специалисты сервисных служб!

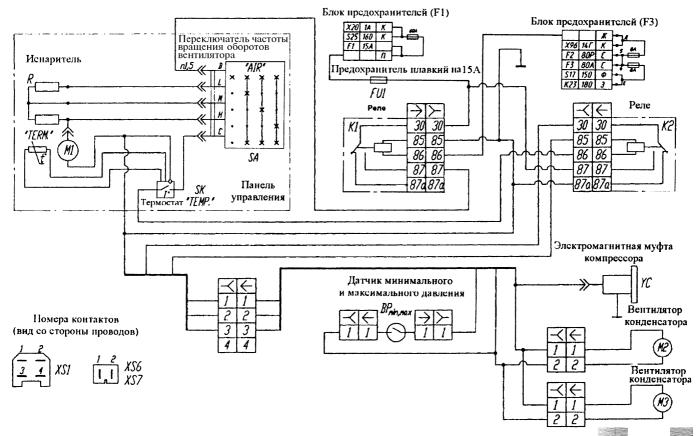


Рис. 6. Электрическая схема подключения кондиционера (вариант II)

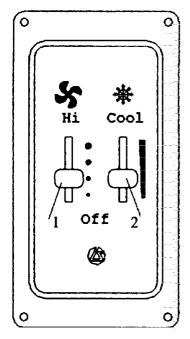


Рис. 7. Панель испарителя:

1 — ручка управления вентилятором; 2 — ручка управления термостатом

Система кондиционирования заправлена озонобезопасным хладагентом R134a с точкой кипения минус 26,5 °C при давлении наружного воздуха 1 кгс/см². При повышении этой температуры выше минус 26,5 °C хладагент находится под давлением. Это следует учитывать при проведении технического обслуживания и ремонта кондиционерной установки.

Запрещается проводить сварочные работы на составных частях кондиционерной установки или вблизи от них, так как нагревание установки может привести к ее поломке или взрыву.

Ключевые слова: кабина, сиденья, регулирование, вентилятор, кондиционер.

(Продолжение следует)

Дорожные машины Смоленского автоагрегатного завода АМО ЗИЛ

Описано оборудование, устанавливаемое на комбинированных и универсальных дорожных машинах.

Гидропривод оборудования функционирует при движении и на стоянке при температуре окружающего воздуха от минус 40 до плюс 40 °C; управление всем оборудованием производится из кабины водителя. В транспортном положении гидрозамки предотвращают падение отвалов и щеток при нарушении герметичности гидросистемы. Датчик уровня масла сигнализирует в кабину водителя об изменении уровня масла в гидробаке.

Солепескоразбрасывающее оборудование устанавливается на комбинированных дорожных машинах. Оно изготовляется в двух вариантах: первый — распределитель пескосоляной смеси с решеткой на кузове; второй — распределитель соли, увлажненной соли, сыпучих химреагентов, а также и пескосоляной смеси. Этот распределитель имеет систему увлажнения соли солевым раствором, состоящую из полиэтиленовых баков и предназначенную для подачи рассола к посыпаемой соли, что ускоряет процесс таяния и удаления снега и льда с дорожного покрытия. Для защиты соли и реагентов от снега и дождя на кузов установлена решетка с легко открывающимся тентом, не препятствующим скатыванию отсева.

В обоих распределителях подача пескосоляной смеси осуществляется скребковым транспортером с двумя ветвями пластинчатой легко разборной оригинальной цепи, при ремонте которой можно заменить любое звено (конструкция запатентована и аналогов не имеет). В отличие от втулочно-роликовой цепи, требующей периодического технического обслуживания, очистки и смазывания, защиты от коррозии при мезсезонном хранении, установленная цепь не подвергается коррозии, не требует смазывания и сохраняет свою подвижность при любых условиях и продолжительности хранения и эксплуатации.

Быстросъемное солепескоразбрасывающее оборудование устанавливается на самосвальную платформу на универсальных дорожных машинах. Оно изготовляется в двух вариантах: первый — распределитель пескосоляной смеси с пологой решеткой на кузове. Для сбрасывания отсева решетка опрокидывается на 60° гидроцилиндрами с гидрозамками. Они удерживают решетку в поднятом положении, что удобно как при техническом обслуживании, так и при ремонте;

второй — распределитель соли, увлажненной соли, сыпучих химреагентов, а также и пескосоляной смеси. Этот распределитель имеет систему увлажнения соли солевым раствором, включающую полиэтиленовые баки и предназначенную для подачи рассола к посыпаемой соли. Для защиты соли и реагентов от снега и дождя на кузове установлена гидроподъемная решетка с легко открывающимся тентом, не препятствующим скатыванию отсева.

Для обеспечения управляемости и поперечной устойчивости автомобиля в соответствии с требованиями ГОСТ Р 52302—2004 оба распределителя имеют специальный кузов с низким расположением центра масс и малой погрузочной высотой, которая позволяет загружать дорожную машину самыми распространенными погрузчиками. Используемая конструкция кузова исключает попадание пескосоляной смеси на платформу самосвала как при работе, так и при загрузке. Жесткий и прочный кузов имеет ребра жесткости и внутренние стяжки. Скребковый транспортер имеет две ветви пластинчатой легко разборной оригинальной цепи и аналогичен транспортеру комбинированных машин. Дисковое разбрасывающее устройство легко и быстро может быть поднято водителем из нижнего рабочего положения над дорогой в верхнее.

Съем кузова на специальные телескопические опоры и установка его на самосвальную платформу производятся водителем без применения дополнительных грузоподъемных средств с помощью гидросистемы машины за 10—15 мин. Съем и установка могут производиться и посторонними грузоподъемными средствами (автокраном, кран-балкой).

По желанию потребителя изготовляется более дешевый, упрощенный кузов со стационарной решеткой, без специальных опор. В этом случае съем и установка кузова производятся посторонними грузоподъемными сред-

ствами (автокраном, кран-балкой) на соответствующие подставки.

На комбинированные и универсальные дорожные машины устанавливается распределитель жидких противогололедных реагентов. Используется цистерна поливомоечного оборудования, защищенная внутри стойким (полиуретановым) антикоррозионным покрытием. В состав входит также химический насос, трубы, краны и два гидроподъемных разбрасывающих диска. Распределение реагентов может производиться как двумя дисками, так и одним (для малой шины). Регулируется зона распределения реагента влево или вправо от оси машины. Распределитель жидких противогололедных реагентов используется вместе с автоматизированной цифровой системой управления распределением противогололедных материалов.

Автоматизированная цифровая система управления (АЦСУ). Сохраняет постоянными заданные водителем из кабины плотность и ширину распределения жидких противогололедных реагентов или твердых противогололедных материалов независимо от скорости движения машины. При остановке машины подача материала автоматически прекращается и возобновляется после начала движения.

Дистанционная цифровая система управления (ДЦСУ) устанавливается на комбинированные и универсальные дорожные машины вместо автоматизированной цифровой системы управления и является упрощенной ее версией. Она позволяет вручную из кабины водителя управлять плотностью и шириной распределения противогололедного материала.

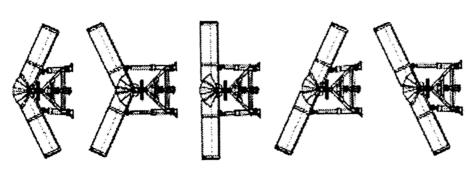
Передний поворотный отвал с резиновым ножом может изготовляться быстросъемным и небыстросъемным. Он монтируется на комбинированные и универсальные дорожные машины. Отвал предназначен для очистки дорожного полотна от снега. Он копирует профиль дороги, гидроцилиндрами поворачивается влево и вправо до 30° от поперечного положения во время движения и на стоянке. Скорость движения до 40 км/ч.

Передний комбинированный поворотный отвал с резиновым и стальным ножами может изготовляться быстросъемными и небыстросъемным. Навешивается на комбинированные и универсальные дорожные машины. Отвал предназначен для очистки дорожного полотна от снега при использовании резинового ножа, для удаления наката и наледи при использовании стального ножа. Отвал копирует профиль дороги. Работа отвала обеспечивается гидроприводом, управление осуществляется из кабины водителя.

Новинкой является применение двухотвального поворотного отвала с резиновым ножом, устанавливается на машине МДК-433362/МДК-432932. Он предназначен для очистки дорожного полотна от снега. Левая и правая части отвала поворачиваются гидроцилиндрами вокруг центральной оси независимо друг от друга влево и вправо до 30° от поперечного положения во время движения и на стоянке. Отвал позволяет убирать снег направо, налево или на две стороны одновременно, а также собирать снег в кучу перед собой. Плавающий режим работы отвала обеспечивает отслеживание продольного и поперечного профиля дороги и качественную очистку, резиновый нож огибает люки на дороге.

Быстросъемный скоростной отвал устанавливается на трехосные машины. Он предназначен для скоростной очистки (до 60 км/ч) дорожного полотна от снега, отбрасывает снег до 20 м без образования снежного вала, не снижая видимость водителю. Сменные ножи изготовлены из высокоуглеродистой термообработанной стали. Отвал копирует профиль дороги, зазор между дорожным полотном и ножом регулируется с помощью двух регулируемых опор с лыжами или колесом и лыжей (по желанию заказчика). Время съема (установки) 3—5 мин.

Боковой отвал устанавливается на трехосные машины. Он расширяет зону захвата при использовании со скоростным отвалом, убирает снег с обочины. Ножи сменные, изготовлены из высокоуглеродистой термообработанной стали. Отвал копирует профиль дороги. Зазор между дорожным полотном и ножом может регулироваться. Предохранительное устройство предотвращает разворот автомобиля при перегрузках; безопасность и контроль положения отвала при наезде на жесткое препятствие обес-



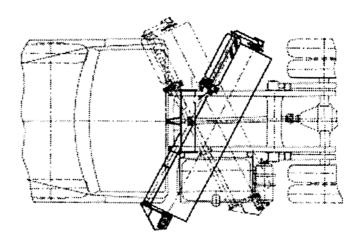
печиваются устройством скользящего складывания крыла. Вся конструкция обеспечивает возможность быстрого восстановления работоспособности отвала.

Средний отвал устанавливается на трехосные машины и предназначен для снятия наката и наледи с дорожного полотна зимой, для планировки щебеночно-гравийных покрытий при строительстве и ремонте дороглетом. Дополнительное выдвижное крыло позволяет расширить зону обработки. Отвал копирует профиль дороги. Ножи изготовлены из высокоуглеродистой термообработанной стали. Скорость движения до 40 км/ч.

Быстросъемная передняя поворотная щетка на опорных колесах для очистки дорожного полотна навешивается на специальный буфер на комбинированные дорожные машины на трехосном шасси и на универсальные дорожные машины, используется и зимой и летом. Привод щетки осуществляется от высокомоментного гидродвигателя, имеющего высокий ресурс, без использования редуктора и цепной передачи. Предусмотрена гидравлическая защита привода от перегрузки, при случайном затормаживании щетки поломка исключается. При устранении препятствия щетка продолжает работу. Для обеспыливания при подметании летом предусмотрено регулируемое водяное орошение — на машине установлено поливомоечное оборудование. Щетка поворачивается гидроцилиндром влево и вправо на 30° от поперечного положения, что позволяет сметать снег, грязь и мусор от центра вправо и влево. Щетка управляется из кабины водителя во время движения. Щетка набирается из быстросъемных дисков с полипропиленовым ворсом диаметром 650 мм. Время ее съема (установки) 3—5 мин.

Средняя дорожная щетка используется на комбинированных дорожных машинах для очистки дорожного полотна от снега, слякоти и грязи; подвешивается в межбазовом пространстве под углом 30° вправо от поперечного положения. Щетка набирается из быстросъемных дисков с полипропиленовым ворсом диаметром 550 мм. Привод щетки осуществляется от высокомоментного гидродвигателя, имеющего большой ресурс, без использования редуктора и цепной передачи. Имеется гидравлическая защита привода от перегрузки, при случайном затормаживании щетки поломка исключается, при устранении препятствия щетка продолжает работу. Плавающий режим работы обеспечивает качественное подметание. Гидрозамок, встроенный в гидроцилиндр подъема, предотвращает падение щетки из транспортного положения при случайном нарушении герметичности гидросистемы. Для технического обслуживания и ремонта щетки не требуется больших затрат. Скорость движения при подметании 10—15 км/ч.

Новинкой является монтаж средней поворотной щетки на машине МДК-433362/МДК-432932. Щетка используется для очистки дорожного полотна от снега, слякоти и грязи. Она поворачивается гидроцилиндром вокруг вертикальной оси влево и вправо на 30° от поперечного положения, что позволяет использовать ее как в условиях городских улиц, так и при уборке мно-



гополосных городских проспектов с односторонним движением при движении в основном потоке автомобилей одновременно нескольких дорожных машин, сметающих снег, грязь и мусор от центра вправо и влево. Щетка управляется из кабины водителя во время движения. Набирается из дисков с полипропиленовым ворсом диаметром 550 мм.

Щетка для мойки жестких ограждений барьерного типа (с мягким полипропиленовым ворсом) используется вместе с поливомоечным оборудованием, имеет регулировку высоты мойки от поверхности дороги от 0,2 до 1,6 м, управляется из кабины водителя во время движения, имеет регулируемое водяное орошение, давление воды до 10 кгс/см². Стрела может легко переставляться для мойки слева или справа, вылет стрелы (расстояние от оси автомобиля до ограждения) влево, вправо 3,0 м.

Поливомоечное оборудование с центробежным насосным агрегатом и поворотными соплами. Устанавливается на комбинированные и универсальные дорожные машины. Включает цистерну с волнорезами внутри, водяной насосный агрегат, развивающий давление до 10 кгс/см², клапан, сетчатый фильтр, трубопроводы с арматурой и двумя поворотными соплами. По заказу потребителя машина может комплектоваться двумя рукавами для заправки водой из водоема собственным насосом, при этом по бокам цистерны монтируются пеналы для рукавов.

Высоконапорное поливомоечное оборудование с передней поворотной гребенкой с форсунками. Устанавливается на комбинированные и универсальные дорожные машины. Оно обеспечивает высоконапорную мойку дорожного покрытия водой под давлением 5,0 МПа. Гребенка навешивается вместо поворотного отвала. Гидропривод обеспечивает бесступенчатое регулирование высоты гребенки над дорогой от 200 до 600 мм и рабочего угла влево и вправо до 30° от поперечного положения во время движения и на стоянке. Дополнительные секции в горизонтальном положении увеличивают ширину мойки, в вертикальном положении они позволяют производить мойку бордюров и дорожных ограждений. Для поливки зеленых насаждений используется рукав с наконечником.

	I									Гаолица	
	Навесное оборудование, применяемое на машинах										
Оборудование		комб	бинирован	ных		универсальных					
озорудомино	МДК-4533 62/МДК- 432932	МДК- 5337	МДК- 6303	МДК- 53215	МДК- 53229	СДК- 555102	СДК- 55111	СДК- 65115	СДК- 65111	СДК- 53229	
Солепескоразбрасы-вающее оборудование	4,5 m ³	6,3 м ³	7,5 м ³	6,3 м ³	7,5 m ³	-	_	_	_	_	
Быстросъемное соле- пескоразбрасываю- щее оборудование	_	_	_	_	_	$5,2 \text{ m}^3$	6,0 м ³	6,0 м ³	6,8 м ³	6,8 м ³	
Система увлажнения соли солевым раствором	10 м ³	$1,35 \text{ m}^3$ $(1,8 \text{ m}^{3*})$	1,8 м ³	$(1,35 \text{ m}^3)$ $(1,8 \text{ m}^{3*})$	1,8 м ³	0.9 m^3	0,9 м ³	0,9 м ³	1,8 м ³	1,8 м ³	
Распределитель жид- ких противогололед- ных реагентов	6,0 м ³	$8,0 \text{ m}^3$	12,0 м ³	10,0 м ³	12,0 м ³	8,0 м ³	9,0 м ³	10,0 м ³	10,5 м ³	10,5 м ³	
Автоматизированная цифровая система управления (АЦСУ)	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
Дистанционная цифровая система управления (ДЦСУ)	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	
Поворотный отвал с резиновым ножом	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	_	_	_	_	_	
Быстросъемный поворотный отвал с резиновым ножом	_	_	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	
Двухотвальный поворотный отвал с резиновым ножом	2,6—3 м	_	_	_	_	_	_	_	_	_	
Комбинированный поворотный отвал с резиновым и стальным ножами	_	_	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	2,6—3 м	
Быстросъемный скоростной отвал	_	_	2,7 м	2,7 м	2,7 м	_	2,7 м	2,7 м	2,7 м	2,7 м	
Боковой отвал	_	_	0—1,94 м	0—1,94 м	0—1,94 м	_	0—1,94 м	0—1,94 м	0—1,94 м	0—1,94 м	
Средний отвал	_	_	2,6—3,1 м	2,6—3,1 м	2,6—3,1 м	_	2,6—3,1 м	2,6—3,1 м	2,6—3,1 м	2,6—3,1 м	
Средняя дорожная щетка	2,4 м	2,4 m (2,6 m*)	2,4 M (2,6 M*)	2,4 M (2,6 M*)	2,4 M (2,6 M*)	_	_	_	_	_	
Средняя поворотная щетка	2,4 м	_	_	_	_	_	_	_	_	_	
Поливомоечное оборудование с центробежным насосным агрегатом и поворотными соплами	6,0 м ²	$8,0 \text{ M}^2$	12,0 м ²	10,0 м ²	12,0 м ²	_	_	_	_	_	
Быстросъемное по- ливомоечное обору- дование с центробеж- ным насосным агре- гатом и поворотными соплами	_	_	_	_	_	8.0 m^2	9,0 m ²	10,0 м ²	10,5 м ²	10,5 м ²	



	Навесное оборудование, применяемое на машинах									
Оборудование	комбинированных				универсальных					
o sopjasami	МДК-4533 62/МДК- 432932	МДК- 5337	МДК- 6303	МДК- 53215	МДК- 53229	СДК- 555102	СДК- 55111	СДК- 65115	СДК- 65111	СДК- 53229
Высоконапорное поливомоечное оборудование с передней поворотной гребенкой с форсунками	6,0 м ³	8,0 m ³	12,0 м ³	10,0 м ³	12,0 м ³	8,0 м ³	9,0 m ³	10,0 м ³	10,5 м ³	10,5 м ³
Быстросъемная передняя поворотная щетка для очистки дорожного полотна	_	_	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м	2,5—2,8 м
Щетка для мойки жестких ограждений барьерного типа	_	0,5 м	0,5 м	0,5 м	0,5 м	0,5 м	0,5 м	0,5 м	0,5 м	0,5 м

^{*} По желанию заказчика.

Примечания. 1. В графах указан основной параметр оборудования (вместимость, ширина очистки).

- 2. Быстросъемное солепескоразбрасывающее оборудование комплектуется специальными опорами для его хранения и гидроподъемной решеткой. При заказе оборудования для распределения соли гидроподъемная решетка комплектуется тентом. Оборудование по заказу может поставляться без специальных опор и с неподъемной решеткой.
 - 3. Ширина посыпки пескосоляной смесью или солью 2-10 м.
- 4. Для пескоразбрасывающего оборудования плотность посыпки пескосоляной смесью 50—500 г/м². Для солепескоразбрасывающего оборудования плотность посыпки пескосоляной смесью 50—500 г/м², солью 5—60 г/м².
 - 5. Ширина распределения жидких противогололедных реагентов 1—9 м.
 - 6. Плотность распределения жидких противогололедных реагентов $30-150 \text{ мл/м}^2$.
 - 7. Ширина очистки скоростным и боковым отвалами одновременно до 4,5 м.
 - 8. На машины СДК-55111 и СДК-65115 с базой 2840 мм средний и боковой отвалы одновременно не устанавливаются.
- 9. Давление воды поливомоечного оборудования с центробежным насосным агрегатом и поворотными соплами до 1 МПа. 10. Давление воды высоконапорного поливомоечного оборудования с передней поворотной гребенкой с форсунками до
 - 11. Ширина мойки/поливки поливомоечным оборудованием с поворотными соплами до 10 м/до 20 м.
 - 12. Ширина мойки высоконапорным поливомоечным оборудованием с поворотной гребенкой с форсунками 2,5—4 м.

Ключевые слова: комбинированные и универсальные дорожные машины, оборудование.

(Продолжение см. в Приложении к данному номеру)

Вниманию гитателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

продолжает принимать подписку на журналы I полугодия 2009 г. Подпишитесь в Издательстве, и Вы

- получите журналы с первого номера;
- > сэкономите на стоимости почтовой доставки;
- узнаете о новых книгах и журналах Издательства.

Постоянным подписчикам предоставляется скидка на подписку и публикацию рекламных объеявлений.

Присылайте заказ и обращайтесь за дополнительной информацией в *отдел продаж, маркетинга и рекламы*. 107076, г. Москва, Стромынский пер., д. 4

Тел.: (499) 269-66-00, 269-52-98; факс (499)269-48-97 E-mail: realiz@mashin.ru; www.mashin.ru

Раздаточная коробка и приводы управления

Раздаточная коробка

Механическая 2-ступенчатая

Передаточные числа:

высшая передача 1,07 понижающая передача 1,86

Управление Механическое Дифференциал Межосевой

В случае использования на автомобиле коробки отбора мощности для приводов специальных агрегатов (например лебедки) в раздаточной коробке вводится фиксированное положение нейтральной передачи.

Понижающая передача используется для преодоления крутых подъемов, движения с малыми скоростями, на дорогах с трудно проходимым, вязким покрытием (песок, раскисшая земля и т. п.).

Для повышения устойчивости автомобиля передний и задний ведущие мосты связаны между собой посредством имеющегося в раздаточной коробке межосевого дифференциала с ручной принудительной блокировкой. Блокировка существенно повышает проходимость, но должна включаться для преодоления особо труднопроходимых участков дорог, при буксовании

Трансмиссия полноприводных автомобилей

(Продолжение. Начало см. журн. "Грузовик &", 2008, № 12)

колес одновременно на обоих мостах, на дорогах с низким коэффициентом сцепления. Длительное движение автомобиля с блокированным дифференциалом ведет к появлению в трансмиссии циркуляции промежуточной (паразитной) мощности, повышенному износу деталей трансмиссии и увеличению расхода топлива. При включении блокировки на панели приборов загорается сигнализатор.

Включение и выключение передач в раздаточной коробке (рис. 9), а также включение блокировки дифференциала необходимо производить на месте или при движении со скоростью не более 5 км/ч.

Раздаточная коробка располагается посередине между ведущими мостами, что обеспечивает минимальные углы скрещивания осей приводных кардан-

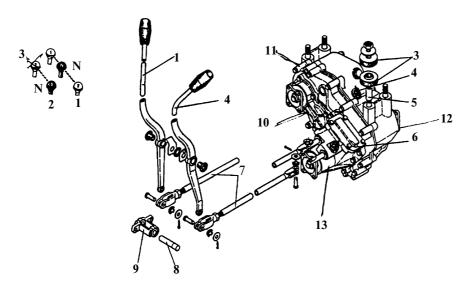


Рис. 9. Раздаточная коробка и ее привод:

1 — рычаг включения передач; 2 — рычаг включения блокировки дифференциала; 3 — подушки; 4 — гайка; 5 — втулка; 6 — крышка люка; 7 — тяги; 8 — ось рычагов управления; 9 — кронштейн рычагов управления; 11 — передняя крышка; 11 — передний картер; 12 — задний картер; 13 — крышка механизма управления раздаточной коробкой (нижняя крышка). Цифры на рычаге: 1 — понижающая передача; 2 — высшая передача; 3 — блокировка дифференциала

Л. Д. Кальмансон,

инж.

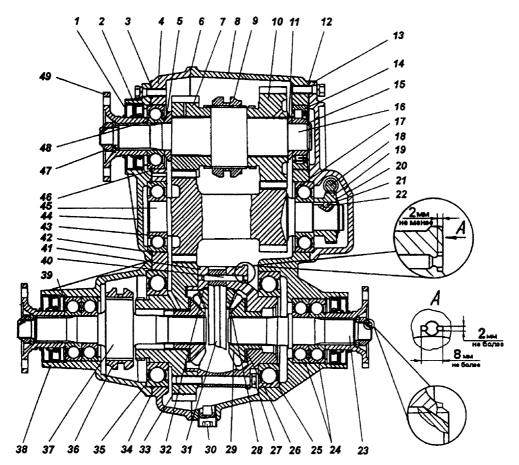


Рис. 10. Раздаточная коробка:

1— защитное кольцо; 2 — манжета; 3, 6, 12, 34 — прокладки; 4 — передний картер; 5, 11 — упорные шайбы; 7 — шестерня понижающей передачи; 8 — задний картер; 9 — муфта переключения передач; 10 — шестерня высшей передачи; 13 — задняя крышка; 14 — задний подшипник первичного вала; 15, 22, 39, 42, 46 — стопорные кольца; 16 — первичный вал; 17 — задний подшипник промежуточного вала; 18 — ведомая шестерня привода спидометра; 19 — ведущая шестерня привода спидометра; 20 — пружинная шайба; 21 — фиксирующий шарик; 23 — вал привода заднего моста; 24 — подшипники; 25 — подшипник дифференциала; 26 — опорная шайба шестерни полуоси; 27 — болт; 28 — сателлит; 29 — шестерня полуоси; 30 — пробка сливного отверстия; 31 — ось сателлитов; 32 — упорная шайба сателлита; 33 — шестерня дифференциала; 35 — регулировочные прокладки; 36 — муфта включения блокировки дифференциала; 37 — вал привода переднего моста; 38 — крышка механизма управления; 40 — стопор оси; 41 — коробка сателлитов дифференциала; 43 — передний подшипник промежуточного вала; 44 — передняя крышка; 45 — промежуточный вал; 47 — гайка; 48 — передний подшипник первичного вала; 49 — фланец

ных валов и осей ведущих мостов и снижает уровень шума и вибрации в трансмиссии. Крепление раздаточной коробки к поперечине рамы автомобиля осуществляется в четырех точках через резиновые подушки.

В соединенных между собой 14 болтами через паронитовую прокладку переднем 11 и заднем 12 картерах располагаются валы и шестерни раздаточной коробки. Между собой картеры центрируются посредством двух установочных втулок, запрессованных в задний картер и в соответствующие отверстия для них в переднем.

В верхней части раздаточной коробки располагается на шариковом подшипнике в переднем картере и на роликовом в заднем первичный вал (рис. 10) раздаточной коробки. На шейках первичного вала с возможностью свободного вращения установлены шестерни 7 и 10 понижающей и высшей передачи со шлицевыми венцами

и упорные шайбы, а на шлицах вала — подвижная муфта 9 переключения передач. Муфта находится постоянно соединенной либо со шлицованными венцами одной из шестерен (для автомобилей без механизма отбора мощности в коробке передач), либо между шестернями положений нейтральной передачи N (для автомобилей с механизмом отбора мощности). На шлицах наружного конца первичного вала установлен фланец 49 для присоединения карданного вала. Осевое перемещение вала ограничено за счет установки в проточке по наружному диаметру шарикового подшипника 43, сторного кольца 46, зажимаемого между торцем переднего картера и торцем передней крышки 44. Также фиксируется в переднем картере шариковый подшипник промежуточного вала 45, венцы которого находятся в постоянном зацеплении с шестернями ведущего вала. Задний конец промежуточного вала размещен на шариковом подшипнике 17 в заднем картере, который фиксируется пружинной 20 и стопорной шайбами через ведущую шестерню 19 привода спидометра. Наружные торцы картеров закрыты крышками, в передней из которых располагаются защитное кольцо 1 (грязеотражатель) и манжета 2, а в задней 13 — ведомая шестерня 18 привода спидометра со штуцером.

Для предотвращения течи масла пространство перед манжетой в крышке соединено с отверстием в переднем картере, через которое излишнее количество смазочного материала сливается в картер.

Венец понижающей передачи промежуточного вала находится в постоянном зацеплении с шестерней 33 дифференциала, которая центрируется на посадочной поверхности на корпусе дифференциала (коробке сателлитов 4) и соединена с ним болтами.

Соединенные вместе шестерня дифференциала и корпус дифференциала устанавливаются на шариковых подшипниках 25 в переднем и заднем картерах.

Дифференциал имеет два сателлита 28, размещенных на общей оси 31, и две находящиеся в зацеплении с ними полуосевые шестерни 29, шейки которых расположены в отверстиях в корпусе дифференциала и присоединенной к нему шестерни 33.

Полуосевые шестерни опираются на шайбы 26, с помощью которых устанавливается боковой зазор в зацеплении их зубьев с зубьями сателлитов в пределах 0,05—0,3 мм. Между торцами сателлитов и корпусом

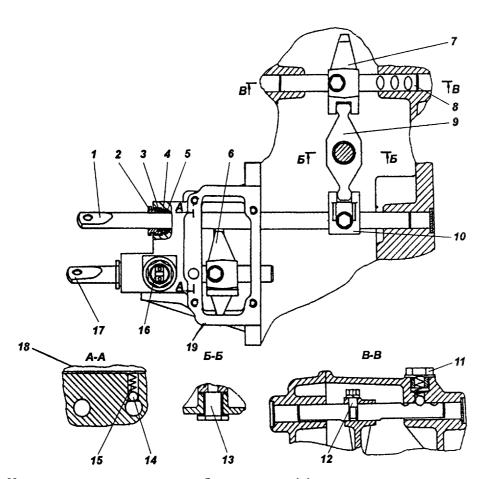


Рис. 11. Механизм включения передач и блокировки дифференциала:

1 — промежуточный шток; 2 — гайка манжеты штока; 3 — уплотнительное кольцо; 4 — шайба; 5 — манжета штока; 6 — вилка включения блокировки дифференциала; 7 — вилка переключения передач; 8 — шток переключения передач; 9 — промежуточный рычаг; 10 — головка штока; 11 — пробка; 12 — болт; 13 — ось промежуточного рычага; 14 — шарик фиксатора; 15 — пружина фиксатора; 16 — датчик включения блокировки дифференциала; 17 — шток блокировки дифференциала; 18 — крышка люка механизма управления; 19 — корпус механизма управления (нижняя крышка)

дифференциала располагаются упорные сферические шайбы 32.

В шлицы полуосевых шестерен входят шлицованные внутренние концы валов 37 и 23 привода переднего и заднего мостов. Эти валы установлены на сдвоенных шариковых подшипниках в крышке механизма управления (нижней крышке) и в задней крышке. На шлицах наружных концов этих валов имеются зафиксированные гайками фланцы для присоединения карданных валов. На шлицах в средней части вала привода переднего моста располагается подвижная муфта 36, соединяющая напрямую валы переднего и заднего моста при вводе ее в зацепление со шлицевым венцом, нарезанном на конце шестерни дифференциала.

Механизм управления

Крышка механизма управления центрируется по наружной обойме шарикового подшипника, а между ее внутренним торцем и торцем наружной обоймы подшипника устанавливаются стальные регулировочные прокладки 35, предотвращающие осевые перемещения переднего и заднего картера, манжеты и грязеотражатели.

Управление раздаточной коробкой осуществляется посредством рычага переключения передач и рычага блокировки дифференциала, смонтированных на пластмассовых втулках на общей оси, запрессованной в кронштейн, привернутый к картеру коробки передач (см. рис. 9).

Между рычагами установлены пружинные шайбы, препятствующие их вибрации и дребезжанию. Регулируемыми тягами рычаги соединены со штоком 17

(рис. 11) блокировки дифференциала и промежуточным штоком 1 переключения передач, расположенными в крышке механизма управления. Выступающие концы штоков уплотнены манжетами, уплотнительными кольцами 3, шайбами 4, затянуты гайками 2 с наружной резьбой. На штоке 17 установлена стопорящаяся винтом вилка 6, входящая в пазы муфты 36 (см. рис. 10), а также выполнены две лунки. В них заходят поджимаемые пружинами шарики, фиксирующие шток 1 (см. рис. 11) в установленном положении. Еще одна лунка служит для фиксации шарика 14 фиксатора, расположенного на горловине датчика сигнализатора включения блокировки дифференциала в выключенном положении. Вверху крышки управления имеется люк, через который производится монтаж вилки блокировки дифференциала, закрытый штампованной крышкой 18, которая одновременно служит упором пружин шарикового фиксатора.

Промежуточный шток 1 через закрепленную на нем головку соединен с концом двуплечего промежуточного рычага 9, свободно вращающегося на неподвижной оси 3. Другой конец рычага 9 входит в паз головки вилки 7 переключения передач, сидящей на штоке переключения передач 8 и входящей своими лапками в паз муфты 9 (см. рис. 10) переключения высшей и понижающей передач. На конце штока установлен шариковый фиксатор, пружина которого упирается во ввернутую в задний картер пробку.

Ключевые слова: раздаточная коробка.



Чижков Ю. П. Электрооборудование автомобилей и тракторов:

учебник. 2007. — 656 с., тв. пер., $60 \times 88 \ 1/16$

ISBN 5-217-03358-4

Цена с НДС 495 руб.

Приведено описание конструкций, принципа работы и технических данных устройств и приборов электрического и электронного оборудования автомобилей и тракторов.

Отличительными особенностями учебника являются полнота охвата дисциплины и простота изложения, учет требований новых ГОСТов. Для лучшего усвоения материала учебник хорошо иллюстрирован.

Для студентов высших учебных заведений, обучающихся по направлению подготовки "Транспортные машины и транспортно-технологические комплексы". Может быть полезен для студентов средних и профессиональных учебных заведений, обучающихся по автотранкторным специальностям, а также работаникам автотранспортных предприятий и сервиса, лицам, интересующимся устройством электрооборудования автомобиля и трактора.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу (499) 269-48-97; по e-mail.: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение".

Справки по тел. (499) 269-66-00.

правки по тел. (499) 209-00-0

http://www.mashin.ru

За последние годы мощность и стоимость силовых установок наземных транспортных средств возросла в 2,5-3 раза [1-3]. Однако большая часть ресурса основного двигателя связана с так называемым "стояночным режимом", во время которого производится зарядка аккумуляторных батарей и энергоснабжение систем объекта. При этом основной двигатель работает в режиме низких частот вращения и малых нагрузок, что вызывает коксование выпускного тракта, заброс масла в выпускной ресивер и как следствие появление дыма на выпуске. Кроме того, двигатель при работе на режимах малых нагрузок имеет большие значения удельного эффективного расхода топлива [4, 5]. Данные по расходу топлива на этих режимах для некоторых двигателей следующие.

Двигатель B-46 B92C2 5ТДФ 6ТД-1 6ТД-2 Расход топлива, кг/ч 19 23 17 19 25

Для экономии ресурса основного двигателя и расхода топлива, а также для обеспечения потребителей электроэнергией при неработающем основном двигателе на современных наземных транспортных средствах используются вспомогательные силовые установки — электроагрегаты.

Мощность современных вспомогательных силовых установок находится в довольно широких пределах — от 3 до 18 кВт. Характеристики вспомогательных силовых установок некоторых транспортных средств приведены в таблице.

Уровень мощности вспомогательной силовой установки зависит от количества одновременно работающих потребителей в транспортном средстве и потребляемой ими энергии.

В качестве источника привода генератора электрической энергии используются малолитражные четырехтактные дизели или малоразмерные газотурбинные двигатели. Газотурбинные двигатели имеют гораздо худшую экономичность по сравнению с поршневыми двигателями.

Вспомогательные силовые установки монтируются на наземные транспортные средства как в моторно-трансмиссионном отделении (МТО), так и

Перспективная вспомогательная силовая установка наземного транспортного средства

В статье изложены материалы по применению вспомогательных силовых установок (ВСУ) на наземных транспортных средствах. Проведен анализ и обоснование целесообразности применения ВСУ на наземных транспортных средствах различных типов и разного назначения. Приведены технические характеристики перспективной ВСУ, проведено их сравнение с техническими характеристиками существующих ВСУ, которые поставляются на мировой рынок различными странами-изготовителями. Описаны основные этапы разработки и совершенствования ВСУ для наземных транспортных средств. Дано краткое описание конструктивных особенностей перспективной ВСУ и приведено технико-экономическое обоснование актуальности ее применения на существующих и вновь разрабатываемых транспортных средствах.

вне отделения — в отдельном герметичном отсеке. Установка в отсеке, вне МТО, является более перспективной, поскольку дает возможность использования вспомогательной установки в широких пределах без жесткой привязки к конкретному транспортному средству.

Предприятием "Харьковское конструкторское бюро по двигателестроению" (ХКБД) разработан и внедрен в серийное производство ряд вспомогательных силовых установок для наземных транспортных средств — ЭА8, ЭА8А и ЭА8АИ мощностью на зажимах генератора 8 кВт [6]. Все вышеуказанные вспомогательные установки выполнены в виде силового модуля.

УДК 629.03 С. А. Алехин, канд. техн. наук, Г. К. Попов, инж., В. В. Салтовский, инж.



Характеристики вспомогательных силовых установок

Страна	Транс- портное средство	Источ- ник энергии	Электриче- ская мощ- ность на за- жимах гене- ратора, кВт	Габаритные размеры, мм	Масса, кг	Расход топлива, кг/ч	Занимае- мый объем, м ³	Габарит- ная мощность, кВт/м ³	Удельная мощность, кВт/кг
США	M-1	ГТД Дизель	10 5	$1460 \times 600 \times 375 \\ 720 \times 660 \times 645$	53 50	25 4,0	0,32 0,3	31,2 16,7	0,19 0,10
Велико- британия	Челенджер	Дизель	16	1100 × 460 × 830	286	6,6	0,42	38	0,056
Германия	Леопард-2	ГТД Дизель	10 10		58	25 4,4	0,35	28,6	0,17
Россия	Т-80У Т-90 САУ "Мста"	ГТД ГТД ГТД	18 18 18	930 × 410 × 290 1795 × 572 × 272 867 × 550 × 580	82 110 110	27 27 27	0,11 0,28 0,28	163,6 64,3 64,3	0,22 0,16 0,16
Китай	MBT-2000	Дизель	3		120	1,5	0,11	27,3	0,025
Украина	Т-84 "Оплот" Т-72, Т-55	Дизель Дизель Дизель	8 10 10	1450 × 450 × 310 1300 × 495 × 315 1300 × 550 × 260	276 250 250	3,4 3,8 63,8	0,2 0,2 0,19	40 50 53	0,03 0,04 0,04

В состав вспомогательных силовых установок входят: малолитражный четырехтактный дизель 468А мощностью 11,4 кВт, стартер-генератор СГ-18-1С или СГ-10-1С и системы, обеспечивающие работоспособность дизеля: смазочная, охлаждения, воздухоснабжения, управления и аварийно-предупредительной сигнализации.

Дизель и все системы установлены на раме, которая крепится к отсеку транспортного средства. Вспомогательная силовая установка имеет общие с транспортным средством топливную и электрическую системы, а системы охлаждения и смазочная автономные. Управление пуском и режимами работы осуществляется дистанционно с места механика-водителя транспортного средства.

Для повышения конкурентоспособности на рынке энергоагрегатов в КП ХКБД разработана вспомогательная силовая установка ЭА10УМ.

Вспомогательная силовая установка (ВСУ) ЭА10УМ предназначена для использования в качестве автономной энергетической установки для обеспечения гусеничных машин и других транспортных средств электроэнергией постоянного тока на стоянках при остановленном основном двигателе.

В состав ВСУ входят следующие составные части: энергоагрегат АЭ10У, который комплектуется комплектом электрооборудования и бронированным отсеком.

Энергоагрегат состоит из следующих составных частей и систем:

- четырехтактного двухцилиндрового дизеля жидкостного охлаждения 468A-1;
 - стартера-генератора СГ-10-1;
 - смазочной системы;
 - системы охлаждения;
 - системы воздухоснабжения;

- системы питания топливом;
- системы выпуска отработавших газов.

Все составные части и системы энергоагрегата ЭА10У смонтированы на раме и конструкция представляет собой единый модуль.

Энергоагрегат ЭА10У имеет следующие технические данные.

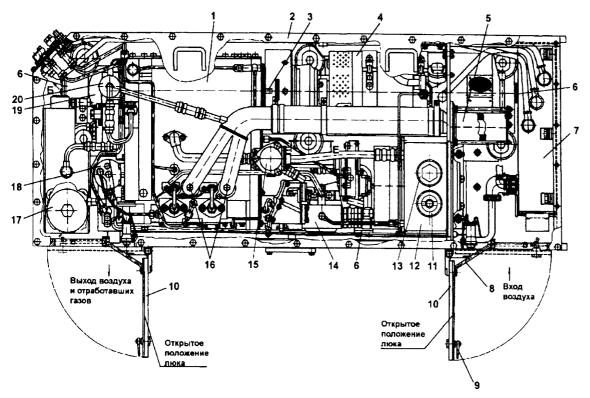
Мощность на зажимах генератора	10
Расход топлива на режиме максимальной мощ-	
ности, кг/ч	3,8
Расход масла на угар, кг/ч	0,09
Напряжение, В	28,5
Род тока	Посто
	янный
Масса, кг	250
Габаритные размеры, мм:	
длина	1300
ширина	550
высота	260

Отсек представляет собой герметичную конструкцию коробочного типа, изготовленную из броневого листа. Он оснащен герметичными люками для функционирования и технического обслуживания.

Электрооборудование агрегата состоит из блока пускорегулирующей аппаратуры (ПРА) со встроенным пультом управления, пульта управления режимами работы, расположенными у оператора (механикаводителя), и комплекта соединительных кабелей.

ВСУ ЭА10УМ в полном комплекте устанавливается на объект и подключается к бортовой сети и топливной системе. Управление всеми режимами работы производится с пультов, установленных в отсеке ВСУ или в отделении управления. При разработке агрегата решены следующие задачи:

— повышена энерговооруженность транспортного средства, ВСУ ЭА10УМ имеет по сравнению с базовым



ВСУ ЭА10УМ (вид сверху):

1 — дизель; 2 — отсек; 3 — пазы в маховике для ручного проворачивания вала дизеля; 4 — стартер-генератор СГ-10-1С; 5 — воздушный фильтр; 6 — серьга; 7 — БПРА; 8 — фиксатор люка; 9 — запоры; 10 — люки; 11 — паровоздушный клапан; 12 — радиатор; 13 — заправочная горловина ОЖ; 14 — жидкостно-масляный теплообменник; 15 — термостат; 16 — пробки; 17 — пробка над заправочной горловиной маслобака; 18 — фильтр тонкой очистки топлива; 19 — масляный фильтр; 20 — сапун

вариантом типа ЭА8 увеличенную на 25 % мощность;

- уменьшена на 10 % длина;
- сокращена на 14 % масса;
- уменьшен в 5 раз уровень шума за счет установки глушителя выпуска;
- применен механический привод вентилятора системы охлаждения и усовершенствована смазочная система, что позволило значительно снизить стоимость силовой установки;
- исключены из комплектования дорогостоящие электрические агрегаты — электродвигатель привода вентилятора и маслозакачивающей насосной станции.

Общий вид ВСУ ЭА10УМ представлен на рисунке.

Основным при разработке ВСУ ЭА10УМ была доработка двигателя 468А. Новая модификация 468А-1 имеет мощность 14,4 кВт, при этом прирост мощности обеспечен в основном за счет улучшения топливной экономичности.

Удельный расход топлива составляет $268 \ \Gamma/(\kappa B \tau \cdot \tau)$ у двигателя 468A-1 против $313 \ \Gamma/(\kappa B \tau \cdot \tau)$ у двигателя 468A. Такие результаты обеспечены применением открытой камеры сгорания в сочетании с распылителем размером $5 \times 0,22$ мм. У двигателя 468A с камерой типа

ЦНИДИ при повышении нагрузки ухудшались показатели из-за интенсивного коксования распыливающих отверстий распылителя.

Одновременно были внедрен ряд других мероприятий для повышения надежности и ресурса двигателя 468A-1:

- заменен материал седла клапанов;
- направляющие клапанов изготовлены из специального чугуна вместо бронзы;
 - увеличена жесткость пружин клапанов;
- улучшены смазывание и дренаж внутренней полости толкателей клапанов;
- доработаны смазочная система для устранения перетекания масла в картер на стоянке и условия откачки масла из картера;
- оптимизирована система вентиляции картера для исключения попадания масла на всасывание:
- воздушный фильтр двигателя вынесен в зону минимальной температуры отсека.

Отметим, что существенно улучшены пусковые свойства за счет повышения степени сжатия с 15 до 19, что стало возможным при открытой камере сгорания.

ВСУ ЭА10УМ полностью обеспечивает функционирование всех электрических систем транспортного средства, что дает возможность

ему функционировать в стационарном режиме при выходе из строя основного двигателя.

ВСУ может применяться в качестве дополнительного средства для пуска основного двигателя.

В процессе эксплуатации основной двигатель нарабатывает до капитального ремонта ориентировочно 1000 моточасов, при этом работа в стационарном режиме составляет более 50 % указанного времени.

Применение ВСУ позволяет увеличить пробег машины в 2 раза без замены основного двигателя.

Кроме того, имеется экономическая целесообразность. Стоимость вспомогательной силовой установки не превышает стоимости капитального ремонта основного двигателя машины.

Исходя из изложенного, окупаемость вспомогательной силовой установки происходит при наработке основного двигателя 500 ч.

При работе основного двигателя в стационарном режиме расход ГСМ в среднем составляет:

- дизельного топлива 19 кг/ч;
- масла на угар 3 кг/ч.

Расход ГСМ вспомогательной силовой установки на полной мощности составляет:

- дизельного топлива 3,8 кг/ч;
- масла на угар 0,09 кг/ч.

Экономия ГСМ за 1 ч эксплуатации в стационарном режиме составляет:

- топлива $\Delta G_{\rm T}$ 15,2 кг/ч;
- масла $\Delta G_{\rm M}$ 2,9 кг/ч.

По стоимости 1 кг топлива 0,85\$ и масла 2,4\$ экономический эффект за 1 ч

$$15,2 \times 0,85 + 2,9 \times 2,4 = 20,1$$
\$.

При наработке 1000 моточасов экономический эффект за счет сокращения расходов на ГСМ

$$20.1$$
\$ × $1000 = 20100$ \$.

Суммарный экономический эффект применения ВСУ за каждые 1000 ч работы с учетом сокращения затрат на ремонт и ГСМ составит 95 100\$.

Применение ВСУ обеспечивает в стационарном режиме танка значительное уменьшение уровня шума и площади теплового пятна.

На расстоянии 100 м от машины уровень шума от ВСУ, работающей с полной мощностью, составляет не более 58 дБ, площадь теплового пятна — менее 5% площади проекции машины.

Малые габаритные размеры и масса ВСУ позволяет ее использовать также и на боевых машинах средней и легкой весовой категории.

ВСУ может использоваться как автономная электростанция для обеспечения электроэнергией ремонтных мастерских, проведения инженерных работ и может устанавливаться стационарно или на транспортном средстве. Разработанная установка ЭА10УМ может служить единой унифицированной ВСУ для всех видов наземной военной техники.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- ГОСТ 23162—78. Электроагрегаты и передвижные электростанции с двигателями внутреннего сторания. Система условных обозначений. Госкомитет СССР по стандартам. М., 1978.
- 2. **Полная** энциклопедия танков мира 1915—2000 [Текст]. Мн.: ООО "Хорвет", 2000. 576 с.
- Танки и самоходные установки [Текст]. М.: ООО Издво АСТ, 2000. 336 с.
- Объект 434. Техническое описание и инструкция по эксплуатации [Текст]. — М.: Военное изд-во, 1986. — 768 с.
- Руководство по материальной части и эксплуатации танка Т-62 [Текст]. — М.: Военное изд-во, 1968. — 752 с.
- Заявка на изобретение Украины. "Вспомогательный энергоагрегат", регистрационный № 200512245 от 19.12.2005 г.

Ключевые слова: вспомогательная силовая установка, наземный транспорт, анализ.

(По материалам всеукраинского журнала "Двигатели внутреннего сгорания", $2008 \, \text{г., } N\!\! \text{2} \, 1)$



Полохин О. В., Тарапанов А. С., Харламов Г. А. **Нарезание зубчатых профилей инструментами червячного типа:** справочник.

Под ред. Г. А. Харламова. 2007. — 240 с., тв. пер., $60 \times 88\ 1/16$ ISBN 978-5-217-03376-8

Цена с НДС 275 руб.

Приведены сведения о современном состоянии и перспективах совершенствования нарезания цилиндрических зубчатых колес инструментами червячного типа. Изложены методы обработки. Рассмотрены методики расчета режущей части инструментов червячного типа и приведены новые и перспективные конструкции. Даны рекомендации по выбору режимов резания зубчатых колес с поясняющими примерами.

Для инженерно-технических работников и специалистов машиностроительных предприятий, научно-исследовательских институтов; может быть полезен преподавателям и студентам вузов.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу (499) 269-48-97; по e-mail.: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (499) 269-66-00.

http://www.mashin.ru

По прогнозам запасов нефти хватит на 30—40 лет, а природного газа — на вдвое больший срок. На конец 2008 г. стоимость 1 кг природного газа примерно в 3 раза меньше, чем 1 кг дизельного топлива. При этом надо иметь в виду, что теплота сгорания газа на 5—10 % выше, чем дизельного топлива. В России стоимость 1 кг природного газа еще в большее число раз меньше дизельного топлива, чем в Европе. Поэтому необходимо расширять использование газа в автомобилях.

На легковых автомобилях и легких грузовых "ГАЗель" у нас довольно широко используют сжиженные газы — пропан и бутан. Эти газы являются отходами при добыче и переработке нефти, и запасы их невелики. Кроме того, очень велика потребность в пропане и бутане в быту.

В природном газе 90-95% составляет метан CH_4 , и его запасы в десятки раз больше, чем бутана и пропана. Однако бутан находится в жидком состоянии при температуре -1 °C, а метан — при температуре -161 °C. Поэтому жидкий природный газ должен храниться в криогенных сосудах, что связано с большими трудностями [1, 5]. Значительно проще и надежнее использовать на грузовых автомобилях сжатый природный газ (метан).

В 70-х годах были выпущены ограниченные партии грузовых автомобилей ГАЗ-53 и ЗИЛ-130 с карбюраторными двигателями, переведенными на сжатый газ. Последний грузовой автомобиль получил обозначение ЗИЛ-166А. Сжатый до давления 20 МПа природный газ хранился в 8 баллонах емкостью по 50 л и массой 65 кг каждый, причем каждый баллон при температуре 15 °C содержал 7 кг природного газа. Так как плотность бензина равна 740 кг/м³ при теплоте сгорания 44 000 кДж/кг, то для природного газа при стандартных условиях эти цифры соответственно равны $0,715 \text{ кг/м}^3 \text{ и } 49750 \text{ кДж/кг, по-}$ этому содержащийся в 8 баллонах газ эквивалентен 90 л бензина. Такое количество газа обеспечит пробег около 300—350 км, что вполне достаточно при работе в городе [1, 2].

В газобаллонных автомобилях ГАЗ и ЗИЛ использовались двигатели со степенью сжатия $\varepsilon=7$, что позволяет работать как на газе, так и на бензине с

Газовый двигатель на базе дизеля для грузовых автомобилей

Рассмотрено применение на грузовых автомобилях газовых двигателей с высокой степенью сжатия, созданных на базе дизелей и использующих сжатый природный газ, что позволит снизить путевой расход топлива на 20—30 % по сравнению с бензиновыми двигателями.

октановым числом (ОЧ) 76 по моторному методу и 82 по исследовательскому методу. Необходимость иметь двойную топливную систему связана с запрещением использовать газ при движении грузовых автомобилей в гараже и в связи с ограниченным числом газовых заправок. Путевой расход топлива автомобиля ЗИЛ-166А составлял 26,5 кг на 100 км (на бензине расход равен 28 кг на 100 км) [1, 2].

Метан имеет очень высокое ОЧ, достигающее 110—115, что значительно выше, чем у лучшего автомобильного бензина АИ-98 [5]. Используя это качество метана, можно существенно улучшить техникоэкономические показатели грузовых автомобилей, работающих на сжатом природном газе. Кроме того, на газе можно работать с более бедными рабочими смесями, что дополнительно повышает экономичность двигателя.

Известно, что в судовых, стационарных и некоторых автомобильных двигателях применяется газодизельный процесс. В связи с тем, что газ имеет очень малое цетановое число и большую задержку воспламенения, обеспечить воспламенение газа можно (если нет свечи зажигания) только путем впрыска в газовоздушную смесь жидкого топлива. Доля этого топлива при работе газодизеля с полной мощностью составляет около 10 %, а на частичных нагрузках, характерных для автомобилей, эта доля достигает 20 % и более [3]. Исследования по дизелям, работающим по бензино-дизельному и газодизельному процессу, велись с середины 30-х годов (опыты конструктора авиадизелей А. Д. Чаромского). В 70-х годах в Тимирязевской сельскохозяйственной академии испытывались тракторы Владимирского завода, работающие по бензино-дизельному процессу. В 80-х годах в НАМИ разрабатывались газодизели, но уже ранее в БухаресУДК 621.433.144 Ю. А. Антипов, И. А. Барский, П. Р. Вальехо Мальдонадо, И. К. Шаталов, кандидаты техн, наук, Российский университет Дружбы наро-



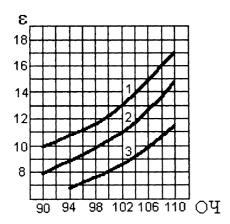


Рис. 1. Допустимая степень сжатия газового двигателя в зависимости от октанового числа топлива (моторный метод):

1 — без наддува; 2 — с наддувом и промежуточным охлаждением;

3 — с наддувом без промежуточного охлаждения

те использовались городские автобусы фирмы Рено, работавшие на природном газе по газодизельному циклу. Газ у этих автобусов хранился в огромного размера баллонах из прочной ткани, расположенных на крыше. (После 1989 г. автобусам вновь был возвращен чисто дизельный процесс.)

Использование газодизельного процесса для грузовых автомобилей не целесообразно не только из-за сложности и высокой стоимости топливной системы, но и из-за высокого расхода жидкого топлива, стоимость которого во много раз превосходит стоимость газового топлива. Поэтому целесообразно рассмотреть чисто газовые циклы. Авторами были обобщены результаты испытаний большого числа двигателей с искровым зажиганием и получена формула, позволяющая определить степень сжатия, допускающую работу без детонации в зависимости от ОЧ, диаметра цилиндра, давления и температуры поступающего в цилиндр воздуха [4].

На рис. 1 приведена зависимость допустимой степени сжатия от ОЧ топлива для двигателей с диаметром цилиндра 100 мм. Из рис. 1 видно, что при работе на метане с ОЧ = 110 можно иметь $\epsilon = 12-16$.

Бензиновый двигатель без специальных устройств (расслоение заряда, завихрение смеси, применение нескольких свечей и т. д.) может работать при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = G_b/(14,7G_{\rm T})$ (G_b — расход воздуха, $G_{\rm T}$ — расход топлива), равном не более 1,05—1,10. Природный газ может устойчиво сгорать при $\alpha = 1,8-1,9$ [3], т. е. можно работать на очень бедных смесях. Это дополнительно позволяет повысить экономичность на 4—6 %.

На рис. 2 показана зависимость эффективного КПД ДВС с искровым зажиганием от степени сжатия и механического КПД. Видно, что при $\varepsilon=14-16$ вполне достижим $\eta_e=0.34-0.36$, что довольно близко к КПД лучших автомобильных дизелей (0,38-0,40). Из-

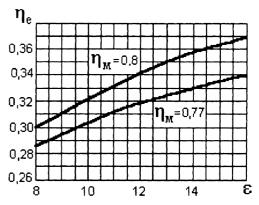


Рис. 2. Зависимость эффективного КПД газового двигателя от степени сжатия при разных механических КПЛ

вестно, что у газовых двигателей стационарного типа достигнут эффективный КПД, равный 0,40.

Отметим, что здесь и ниже экономичность оценивается не по удельному расходу топлива $g_{\rm e}$, как это делается у бензиновых двигателей и дизелей, а по КПД. Сравнение по величине $g_{\rm e}$ допустимо лишь при неизменной теплоте сгорания жидкого топлива; переход же на газовые и другие новые топлива с разной теплотой сгорания требует оценивать экономичность по эффективному КПД.

Переход на высокие значения ε приводит к значительному увеличению максимальных давлений сгорания (p_z). Так, увеличение ε с 7 до 16 приводит к повышению давления p_z более, чем в 2,5 раза. Поэтому газовый двигатель с искровым зажиганием и высокой степенью сжатия (ε > 9—10) для грузовых автомобилей должен быть создан на базе автомобильных дизелей, например двигателя КАМАЗ 740.50-360 или Д-240.

В том случае, если двигатель без газотурбинного наддува, то природный газ из баллонов после подогрева в специальном теплообменнике подается в смеситель, откуда смесь топлива с воздухом идет в цилиндры. Если с двигателя снята дизельная топливная аппаратура, то на место форсунки устанавливается свеча зажигания. В противном случае необходимо изменить конструкцию головки цилиндра для того, чтобы стало возможным разместить свечу и форсунку и, таким образом, обеспечить работу двигателя или на природном газе, или на дизельном топливе.

Если газовый двигатель имеет газотурбинный наддув, то при наличии продувки камеры сжатия будут происходить потери горючей смеси (около 5—10 %). Поэтому в газовых двигателях с наддувом необходима подача газа через специальный клапан непосредственно в цилиндр [3].

При сравнении путевой экономичности грузовых автомобилей с дизелями и автомобилей с тем же ди-

зелем, работающим на газе, следует учесть, что при одинаковой степени сжатия двух двигателей и примерно равной экономичности при работе с полной мощностью, на частичных нагрузках небольшое преимущество будет за дизелем, так как в газовых двигателях возникают дополнительные потери, связанные с прикрытием дроссельной заслонки на частичных нагрузках.

Многочисленные испытания одних и тех же автомобилей с бензиновыми двигателями и дизелями показали, что у легковых автомобилей при загородном цикле применение дизеля снижает путевой расход топлива на 20-25%, при городском цикле — на 25-30%.

Аналогичные цифры были получены еще при испытаниях в 60-х годах грузового автомобиля ГАЗ-53 с бензиновыми двигателями и дизелями.

Таким образом, применение в грузовых автомобилях газовых двигателей с искровым зажиганием, созданных на базе дизелей, позволит снизить путевой расход топлива по

сравнению с расходном топлива грузовыми автомобилями на 20-30 %.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Газобаллонные автомобили [Текст] / Е. Г. Григорьев, Б. Д. Колубаев, В. И. Ерохов и др. — М.: Машиностроение, 1989. — 216 с.
- Ерохов, В. И. Газодизельные автомобили: конструкция, расчет, эксплуатация: Учебное пособие для вузов [Текст] / В. И. Ерохов, А. Л. Карунин. М.: Граф Пресс, 2005. 560 с.
- Колеров, Л. К. Газовые двигатели поршневого типа [Текст] / Л. К. Колеров. — Л.: Машиностроение, 1969. — 520 с.
- Антипов, Ю. А. Выбор степени сжатия газового двигателя [Текст] / Ю. А. Антипов, И. А. Варский, А. А. Кирюшин. — М.: ИВУЗ Машиностроение. — 2005. — № 2.
- 5. **Гайворонский, А. И.** Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях [Текст] / А. И. Гайворонский, В. А. Марков, Ю. В. Илатовский. М.: ООО "ИРЦ Газпром", 2007. 480 с.

Ключевые слова: степень сжатия, природный газ, двигатели, расход топлива.



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

ISBN 5-217-003360-6

Цена с НДС 550 руб.

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

цепей приборов прямого и компенсационного преобразований, а также основные погрешности измерений, при-

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

Гриф Минобрнауки

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу (499) 269-48-97; по e-mail.: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение". Справки по тел. (499) 269-66-00.

А. Д. Назаров, д-р техн. наук,

Обеспечение действительной уравновешенности двигателей V-8 увеличением массо-геометрических параметров отдельных противовесов коленчатого вала

Возможность полной компенсации суммарной неуравновешенной массы (СНМ) деталей кривошипно-шатунного механизма (КШМ) двигателей путем расположенных на продолжении 1, 3, 6 и 8-й щек коленчатого вала показана на примере двигателей рабочим объемом 6 л проведением специальных экспериментов. Разработанный способ позволяет компенсировать СНМ деталей КШМ, обеспечить действительную уравновешенность двигателей, балансировать с требуемой точностью коленчатый вал и вал в сборе. Это повышает основные качественные показатели двигателей.

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 КШМ $\Delta m_{\rm y}$. Наличие $\Delta m_{\rm y}$ приводит к появлению действующего в двигателях V-8 дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента ΔM_R . Он является причиной увеличения действующих на коренные подшипники коленчатого вала нагрузок и неравномерности их распределения по ним, нарушает уравновешенность двигателей V-8. В результате действия момента ΔM_R происходят про-

гиб и изгиб, вертикальные, поперечные и осевые колебания коленчатого вала, нарушаются условия смазывания в его коренных подшипниках. Вследствие этого увеличиваются показатели и неравномерности износа 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 СНМ деталей КШМ Δm_{v} и устранения неуравновешенного момента ΔM_R . Установлено, что этого можно добиться увеличением массогеометрических параметров (МГП) отдельных или всех противовесов коленчатого вала.

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

При всех способах уравновешивания двигателей V-8, в том числе рассматриваемом, МГП противовесов коленчатого вала должны соответствовать определенным требованиям и иметь одинаковые значения суммарных моментов центробежных сил инерции от МГП противовесов $M_{\rm B0}$ и свободного неуравновешенного момента M_{R0} при противоположном направлении их векторов; углов α_{R0} и α_{R0} действия указанных моментов, углов размещения противовесов, находящихся на продолжении равноудаленных от центра тяжести среднего коренного подшипника щек коленчатого вала; кроме того, 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 $m_{\rm B1}$ и $m_{\rm B8}, m_{\rm B2}$ и $m_{\rm B7}, m_{\rm B3}$ и $m_{\rm B6},$ а также расстояния от их центра тяже-



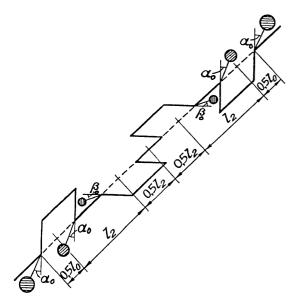


Рис. 1. Схема расположения противовесов коленчатого вала двигателей V-8 рабочими объемами 6 и 7 л:

 α_0 — угол между плоскостями, находящимися на продолжении 1, 2, 7, 8-й щек коленчатого вала противовесов и 1, 4-го кривошипов, определенный при первоначальном проектировании двигателей; β_0 — угол между плоскостями, расположенными на продолжении 3, 6-й щек вала противовесов и 2, 3-го его кривошипов, установленный в процессе первоначального проектирования двигателей; l_0 — расстояние между серединами щек на каждом колене коленчатого вала по оси шатунной шейки; l_2 — расстояние между серединами двух соседних шатунных шеек коленчатого вала по оси шатунной цейки

сти 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, определенные при первоначальном проектировании двигателей, были одинаковыми. В этом случае значения $m_{\rm B1}\rho_1$ и $m_{\rm B8}\rho_8$, $m_{\rm B2}\rho_2$ и $m_{\rm B7}\rho_7$, $m_{\rm B3}\rho_3$ и $m_{\rm B6}\rho_6$ также будут равны. Эти требования для двигателей с $V_{st}=6$ л не обеспечиваются ввиду конструктивных особенностей

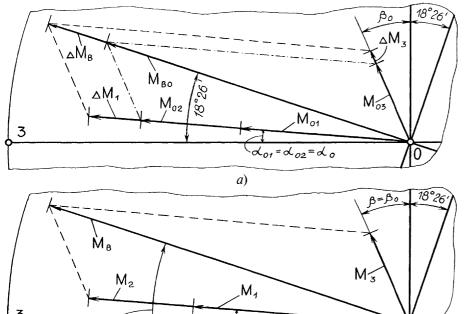
их коленчатого вала. Для них $m_{\rm B1} > m_{\rm B8}$; $\rho_1 > \rho_8$; $m_{\rm B1} \rho_1 > m_{\rm B8} \rho_8$ при соблюдении других требований (табл. 1). Данное обстоятельство необходимо учитывать при уравновешивании исследуемых двигателей и разработке теоретических основ и способов компенсации СНМ деталей КШМ.

При анализируемом способе СНМ деталей КШМ компенсируют увеличением значений величин $m_{\rm B1}$ и ρ_1 , $m_{\rm B3}$ и ρ_3 , $m_{\rm B8}$ и ρ_8 на $\Delta m_{\rm B1}$ и $\Delta \rho_1$, $\Delta m_{\rm B3}$ и $\Delta \rho_3$, $\Delta m_{\rm B8}$ и $\Delta \rho_8$ соответственно. В этом случае величины $m_{\rm B2}$ и ρ_2 остаются неизменными и их значения равны первоначальным, установленным в процессе проектирования двигателей. Поэтому для рассматриваемого способа момент $M_{\rm O2}$ от МГП 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 от МГП противовесов, находящихся на продолжении 1 и 8, 2 и 7, 3 и 6-й щек коленчатого вала, равна $M_{\rm B0}$, а M_{01} , M_{02} , M_{03} — $M_{\rm B}$ (рис. 2). Моменты M_{01} , M_{02} и M_{03} (см. рис. 2, a) соответствуют МГП упомянутых противовесов, рассчитанных при первоначальном проектировании рассматриваемого двигателя и его коленчатого вала. Увеличение радиуса сектора противовесов для компенсации $\Delta m_{\rm v}$ и устранения ΔM_R приводит к росту их МГП. Поэтому моменты M_1 и M_3 (см. рис. 2, δ) соответствуют увеличенным значениям МГП противовесов коленчатого вала. При этом рост моментов ΔM_1 , ΔM_3 центробежных сил инерции от МГП противовесов, расположенных на продолжении 1 и 8,3 и 6-й щек коленчатого вала, определяются соответственно как алгебраическая разность значений моментов M_1 и M_{01} , M_3 и M_{03} (см. рис. 2).

1. Параметры двигателей рабочим объемом 6 л и их коленчатого вала

Параметр	Значение	Параметр	Значение
m_{B1} , Γ ρ_1 , MM $m_{B1}\rho_1$, Γ^{\bullet} MM $m_{B2} = m_{B7}$, Γ $\rho_2 = \rho_7$, MM $m_{B2}\rho_2 = m_{B7}\rho_7$, Γ^{\bullet} MM $m_{B3} = m_{B6}$, Γ $\rho_3 = \rho_6$, MM $m_{B3}\rho_3 = m_{B6}\rho_6$, Γ^{\bullet} MM m_{B8} , Γ ρ_8 , MM $m_{B8}\rho_8$, Γ^{\bullet} MM k_1 k_2 c_0	264,04 54,7 14 443,0 178,61 51,9 9669,9 166,57 53,0 8828,2 260,99 54,3 14 171,8 0,642 0,611 0,981	c_1 c_2 c_3 c_4 c_5 m_{c0} , Γ a_{B2c} , MM $\phi_{B1} = \phi_{B2} = \phi_{B7} = \phi_{B8}$, $\phi_{B3} = \phi_{B6}$ ϕ_{K} , Γ/CM^3 ϕ_{K} , σ/CM^3 ϕ_{K} , σ/CM^3 ϕ_{K} , σ/CM^3 ϕ/C	3,643 2,357 1,643 27,879 18,210 554,76 35,121 142 116 0,79 99 34,0 21,0 1,042



6)

Рис. 2. Схемы образования и расположения создаваемых МГП противовесов суммарного момента центробежных сил инерции и его составляющих при уравновешивании двигателей рабочими объемами 6 и 7 л, у которых крайние противовесы коленчатого вала находятся в одной плоскости, а средние — в другой:

а, б — при радиусе сектора противовесов, определенном при первоначальном проектировании двигателей и после его увеличения для компенсации СНМ деталей КШМ и устранения дополнительного свободного суммарного неуравновешенного момента

При данном способе уравновешивания двигателей V-8 углы α_0 и β_0 размещения противовесов (см. рис. 1), определенные в процессе первоначального проектирования двигателей, не изменяются. Поэтому моменты M_{01} и M_1 , M_{03} и M_3 , M_{80} и M_8 действуют под одними и теми же углами (см. рис. 2). Изложенное полностью относится и к исследуемым двигателям.

Принимая во внимание данные, приведенные в работах [1, 2] и выше, получим формулы

$$(m_{\rm B1}\rho_1 + m_{\rm B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\rm B1}\rho_1)\{[0,5(1+c_0)c_1 + k_1c_2(1+\Delta m_{\rm B1}/m_{\rm B1}+\Delta\rho_1)^{-1}]^2 + k_2^2c_3^2 + k_2^2c_3^2 + k_3^2c_4^2 + k_4^2c_5(1+\Delta m_{\rm B1}/m_{\rm B1}+\Delta\rho_1/\rho_1)^{-1}]\}^{0,5} = 3,162r(m_{\rm c0}+\Delta m_{\rm v});$$
(1)

$$m_{\rm B1}\Delta\rho_1 + \Delta m_{\rm B1}\rho_1 = a_{\rm B2c}\Delta m_{\rm y},\tag{2}$$

где c_i и k_i — постоянные конструктивные коэффициенты [1, 2]; $m_{\rm c0}$ — для конкретных моделей двигателей постоянная масса [1]; $a_{\rm B2c}$ — постоянный конструктивный параметр (коэффициент); r — радиус кривошипа.

Расчетные значения приращений МГП первого противовеса коленчатого вала рассматриваемых двигателей определяют по следующим выражениям:

$$(m_{\rm B1}\rho_1 + m_{\rm B1}\Delta\rho_{31} + \Delta m_{\rm Bp}\rho_1)\{[0,5(1+c_0)c_1 + k_1c_2(1+\Delta m_{\rm Bp1}/m_{\rm B1}+\Delta\rho_{31}/\rho_1)^{-1}]^2 + k_2^2c_3^2 +$$

$$+ k_2 [c_4 + k_1 c_5 (1 + \Delta m_{\rm BP1}/m_{\rm B1} + \Delta \rho_{31}/\rho_1)^{-1}] \}^{0.5} =$$

$$= 3.162 r(m_{\rm c0} + \Delta m_{\rm v}); \tag{3}$$

$$\Delta m_{\rm Bp1} = (a_{\rm B2c} \Delta m_{\rm y} - m_{\rm B1} \Delta \rho_{\rm 31}) \rho_1^{-1}, \tag{4}$$

где $\Delta \rho_{31}$ — значение $\Delta \rho_1$, задаваемое на первой стадии расчетов для компенсации СНМ деталей КШМ.

Выявлено, что при расчетах для практических целей обычно бывает целесообразным задаваться необходимым для компенсации СНМ деталей КШМ увеличением массы $\Delta m_{\rm B31}$ первого противовеса, а затем определять расчетные значения приращения $\Delta \rho_{\rm p1}$ расстояния от центра тяжести массы $m_{\rm B1}$ до оси вращения. Тогда имеют место уравнения

$$(m_{\rm B1}\rho_1 + m_{\rm B1}\Delta\rho_{\rm p1} + \Delta m_{\rm B31}\rho_1)\{[0,5(1+c_0)c_1 + k_1c_2(1+\Delta m_{\rm B31}/m_{\rm B1}+\Delta\rho_{\rm p1}/\rho_1)^{-1}]^2 + k_2^2c_3^2 + k_2[c_4 + k_1c_5(1+\Delta m_{\rm B31}/m_{\rm B1}+\Delta\rho_{\rm p1}/\rho_1)^{-1}]\}^{0,5} = 3,162r(m_{\rm c0}+\Delta m_{\rm y});$$
 (5)

$$\Delta \rho_{\rm pl} = (a_{\rm B2c} \Delta m_{\rm y} - m_{\rm B31} \Delta \rho_{\rm l}) m_{\rm B1}^{-1} \,.$$
 (6)

При расчетах, необходимых для компенсации СНМ деталей КШМ, приращений МГП противовесов коленчатого вала, следует исходить из максимально возможных значений $\Delta m_{\rm y}$ в условиях производства и ремонта двигателей. Наибольшие значения $\Delta m_{\rm y}$ при производстве $\Delta m_{\rm yим}$ и ремонте $\Delta m_{\rm ykm}$ двигателей рабочим объемом 6 л соответственно равны 3,571 и 7,093 г. Коленчатый вал двигателей объемом $V_{st}=6$ л исполь-

зуют и в двигателях рабочим объемом 7 л. Для последних значения $\Delta m_{\rm уим}$ и $\Delta m_{\rm укм}$ соответственно равны 24,778 и 28,47 г. Теоретическим анализом и расчетным путем установлено, что для приведенных значений $\Delta m_{\rm y}$ 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 $\Delta \rho_{31} = 0$. Имея в виду это равенство, из уравнений (1) и (2) получим

$$(m_{\rm B1}\rho_1 + \Delta m_{\rm B31}\rho_1)\{[0,5(1+c_0)c_1 + k_1c_2(1+\Delta m_{\rm B31}/m_{\rm B1})^{-1}]^2 + k_2^2c_3^2 + k_2[c_4 + k_1c_5(1+\Delta m_{\rm B31}/m_{\rm B1})^{-1}]\}^{0,5} = 3,162r(m_{\rm c0} + \Delta m_{\rm v});$$
 (7)

$$\Delta m_{\rm B31} = a_{\rm B2c} \rho_1^{-1} \Delta m_{\rm y}.$$
 (8)

Используя соотношения (7) и (8), определяют расчетное значение $\Delta m_{\rm Bp31}$ задаваемого на первой стадии расчетов приращения массы первого противовеса коленчатого вала. Затем по формулам (5) и (6) вычисляют $\Delta \rho_{\rm p1}$. После этого уточняют значения указанных параметров и устанавливают окончательные значения $\Delta m_{\rm B1}$ и $\Delta \rho_{\rm 1}$. Необходимые для компенсации СНМ деталей КШМ приращения МГП противовесов, находящихся на продолжении 3 и 6-й щек коленчатого вала, определяют по выражениям

$$\Delta m_{\rm B3} = \Delta m_{\rm B1} m_{\rm B1}^{-1} m_{\rm B3}; \ \Delta \rho_3 = \Delta \rho_1 \rho_1^{-1} \rho_3.$$
 (9)

Далее рассчитывают увеличение Δr_i радиуса сектора i-го противовеса, необходимое для компенсации СНМ деталей КШМ и соответствующее $\Delta m_{\rm B}$:

$$\Delta r_i = 57,307 \Delta m_{Bi} (\varphi_{Bi} h_i \gamma_K r_{Ci})^{-1}, \qquad (10)$$

где $\phi_{\rm B\it{i}}$ и $r_{\rm c\it{i}}$ — угол и радиус сектора \it{i} -го противовеса, определяемые в процессе первоначального проектирования двигателя и его коленчатого вала; $h_{\it{i}}$ — толщина \it{i} -го противовеса; $\gamma_{\rm K}$ — плотность материала коленчатого вала.

Значения угла ϕ_{Bi} в формулу (10) необходимо подставлять в радианах.

2. Приращения МГП и радиуса сектора противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л*

Параметр	$\Delta m_{ m y},\Gamma$					
тарамстр	3,571	7,093	24,778	28,470		
$\begin{array}{l} \Delta m_{\mathrm{B}\mathrm{p}31},\Gamma\\ \Delta m_{\mathrm{B}31},\Gamma\\ \Delta m_{\mathrm{B}31}=\Delta m_{\mathrm{B}\mathrm{p}1},\Gamma\\ \Delta \rho_{\mathrm{p}1}=\Delta \rho_{1},\mathrm{MM}\\ \Delta m_{\mathrm{B}1}=\Delta m_{\mathrm{B}8},\Gamma\\ \Delta \rho_{1}=\Delta \rho_{8},\mathrm{MM}\\ \Delta m_{\mathrm{B}3}=\Delta m_{\mathrm{B}6},\Gamma\\ \Delta \rho_{3}=\Delta \rho_{6},\mathrm{MM} \end{array}$	2,293	4,554	15,09	18,280		
	2,201	4,371	15,268	17,543		
	2,201	4,371	15,268	17,543		
	0,0192	0,0380	0,1329	0,1524		
	2,201	4,371	15,268	17,543		
	0,0192	0,0380	0,1329	0,1524		
	1,388	2,757	9,682	11,067		
	0,0186	0,0368	0,1287	0,1477		
$\Delta r_1 = \Delta r_8$, mm	0,333	0,664	2,330	2,663		
$\Delta r_3 = \Delta r_6$, mm	0,417	0,830	2,912	3,329		

^{*} Эти приращения компенсируют наибольшие возможные значения СНМ деталей КШМ в условиях их производства и ремонта при рассматриваемом способе.

Установлено, что для рассматриваемого способа справедливы соотношения:

$$\Delta m_{\rm BP31} = a_{\rm B2c} \rho \, \rho_1^{-1} \, \Delta m_{\rm y};$$

$$\Delta m_{\rm B1} = a_{\rm B2c} k_{\rm B31}^{-1} \, \rho_1^{-1} \, \Delta m_{\rm y};$$

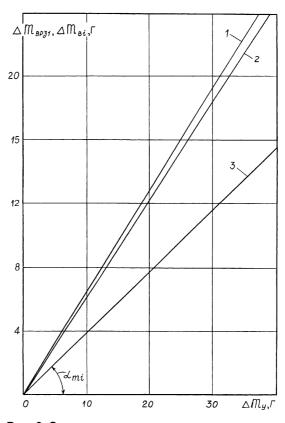


Рис. 3. Зависимость приращения массы противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л от СНМ деталей КШМ при рассматриваемом способе ее компенсации:

1, 2 и 3—
$$\Delta m_{\rm Bp31}$$
, $\Delta m_{\rm B1}$ и $\Delta m_{\rm B3}$

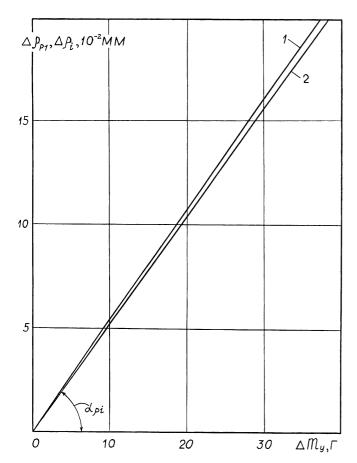


Рис. 4. Зависимость приращения расстояния от центра тяжести противовесов до оси вращения коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л от СНМ деталей КШМ при рассматриваемом способе ее компенсации:

$$1 - \Delta \rho_{p1}$$
 и $\Delta \rho_{1}$; $2 - \Delta \rho_{3}$

$$\Delta m_{\rm B3} = a_{\rm B2c} (k_{\rm B31} m_{\rm B1} \rho_1)^{-1} m_{\rm B3} \Delta m_{\rm V}; \tag{11}$$

$$\Delta \rho_1 = a_{B2c} m_{B1}^{-1} (1 - k_{B31}^{-1}) \Delta m_y;$$

$$\Delta \rho_3 = a_{\rm B2c} m_{\rm B1}^{-1} (1 - k_{\rm B31}^{-1}) \rho_1^{-1} \rho_3 \Delta m_{\rm y}, \tag{12}$$

где k_{B31} — конструктивный параметр.

Результаты исследований представлены на рис. 3-5 и в табл. 2. Значения $\Delta m_{\rm y}$, приведенные в этой таблице, соответствуют наибольшим возможным ее значениям при производстве и ремонте двигателей рабочими объемами 6 и 7 л.

Приращения МГП и радиуса сектора соответствующих противовесов коленчатого вала, рассчитанные по уравнениям (10)—(12) и данным табл. 1, 2 и компенсирующие СНМ деталей КШМ, увеличиваются с ростом Δm_y (см. рис. 3—5). Значения рассматриваемых приращений в зависимости от СНМ деталей КШМ двигателей повышаются по прямой линии, проходящей через начало координат и под определенным углом к оси абсцисс (см. рис. 3—5).

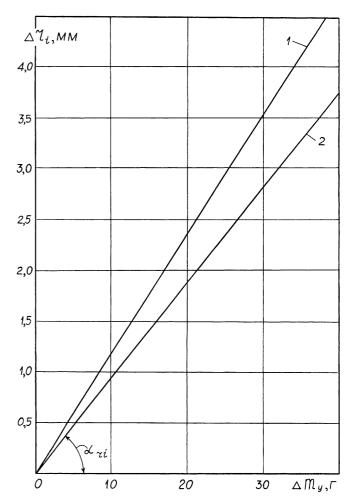


Рис. 5. Зависимость приращения радиуса сектора противовесов коленчатого вала двигателей рабочим объемом 6 л от СНМ деталей КШМ при рассматриваемом способе ее компенсации:

1 и 2 —
$$\Delta r_3$$
 и Δr_1

Наибольшее возможное увеличение радиуса сектора i-го противовеса $\Delta r_{\delta i}$ определяется исходя из 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 $\Delta r_{\delta i}$ устанавливают расчетным путем, основываясь на номинальных значениях и отклонениях размеров коленчатого вала и его противовесов, деталей ШПГ, блока цилиндров, монтажных, тепловых и силовых деформаций, а также на действительных зазорах в сопряжениях деталей КШМ и ЦПГ. Зная $\Delta r_{\delta i}$, вычисляют наибольшие возможные значения увеличения массы $\Delta m_{\mathrm{B}i}$ и расстояния $\Delta \rho_i$ от ее центра тяжести до оси вращения i-го противовеса коленчатого вала. После определения наибольших возможных величин указанных параметров і-го противовеса рассчитывают значения увеличения массы первого противовеса $\Delta m_{\rm B1}$ и расстояния от ее центра тяжести до оси

вращения $\Delta \rho_1$, компенсирующие Δm_y . Для этого с учетом конструктивных особенностей коленчатого вала и его противовесов, технологических возможностей предприятия-изготовителя двигателей и мотороремонтного производства задают значение приращения радиуса сектора i-го противовеса исходя из условий $\Delta r_{3i} \leq \Delta r_{\delta i}$ (здесь Δr_{3i} — задаваемое значение увеличения радиуса сектора i-го противовеса коленчатого вала).

Зная $\Delta m_{\rm B1}$ и $\Delta \rho_1$, определяют значения этих параметров для других противовесов коленчатого вала. При этом значения $\Delta m_{\rm B8}$ и $\Delta \rho_8$ равны $\Delta m_{\rm B1}$ и $\Delta \rho_1$, а $\Delta m_{\rm B3}$ и $\Delta \rho_3$ рассчитывают по формулам (9).

Расчет значений приращений МГП соответствующих противовесов коленчатого вала, компенсирующих СНМ деталей КШМ двигателей V-8, в том числе рабочим объемом 6 л, производят в такой последовательности.

Зная Δr_{3i} , определяют соответствующие ему значения $\Delta m_{\rm B3i}$ и $\Delta \rho_{3i}$ рассматриваемых параметров i-го противовеса. Затем вычисляют значения $\Delta m_{\rm B31}$ и $\Delta \rho_{31}$, соответствующие Δr_{31} (здесь Δr_{31} — увеличение радиуса сектора первого противовеса, соответствующее Δr_{3i}). Если $\Delta m_{\rm B3i}$, $\Delta m_{\rm B31}$, $\Delta \rho_{3i}$ и $\Delta \rho_{31}$ полностью компенсируют $\Delta m_{\rm y}$, то обеспечиваются условия $\Delta m_{\rm B1} = \Delta m_{\rm Bp1}$; $\Delta m_{\rm Bi} = \Delta m_{\rm Bpi}$; $\Delta \rho_{1} = \Delta \rho_{31}$; $\Delta \rho_{i} = \Delta \rho_{3i}$ (здесь $\Delta m_{\rm Bpi}$ — расчетное значение $\Delta m_{\rm Bi}$). При несоблюдении этих требований изменяют значения $\Delta \rho_{3i}$ и $\Delta \rho_{31}$ и добиваются их удовлетворения.

Установлено, что для дальнейших исследований, расчетов и анализа можно принять $\Delta m_{\rm Bpl} = \Delta m_{\rm B3l}; \ \Delta \rho_1 = \Delta \rho_{\rm pl}.$ Наличие этих равенств обеспечивает соблюдение приведенных выше условий. Анализ формул (11) и (12) показывает, что все величины, коэффициенты и параметры, кроме $\Delta m_{\rm y}$, входящие в них, для конкретных моделей и конструкций двигателей имеют постоянные значения. Поэтому рассматриваемые приращения МГП и радиуса сектора противовесов при неизменной $\Delta m_{\rm y}$ определяются только постоянными конструктивными коэффициентами $k_{\rm mB3l},\ k_{\rm mBi},\ k_{\rm mBi},\$

3. Конструктивные коэффициенты двигателей рабочим объемом 6 л

Параметр	Значе-	Параметр	Значе- ние
$k_{m \text{B}31} \\ k_{m \text{B}1} \\ k_{m \text{B}3} \\ k_{\text{p}1}, 10^{-3} \text{mm/f}$	0,6421 0,6162 0,3888 5,3615	$\begin{array}{c} k_{\rm p3},10^{-3}{\rm mm/r} \\ k_{\rm r1},10^{-2}{\rm mm/r} \\ k_{\rm r3},10^{-2}{\rm mm/r} \\ \end{array}$	5,1949 9,3518 11,6926

4. Дисбалансы и углы дисбалансов в плоскостях коррекции эталонных и опытных двигателей рабочим объемом 6 л

Вари-	Д _м , г•мм	ϕ_{M} , °	Д _Ш , г•мм	φ _{III} , °	φ _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

 $k_{
ho i}$ и k_{ri} . При этом значения $\Delta m_{
m B31}$, $\Delta m_{
m Bi}$, $\Delta \rho_i$ и Δr_i равны соответственно произведению $\Delta m_{
m B31}$, $k_{
m mBi}$, $k_{
ho i}$ и k_{ri} .

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

Скорость роста приращений МГП $d(\Delta m_{\rm B31})/d(\Delta m_{\rm y}),\ d(\Delta m_{\rm Bi})/d(\Delta m_{\rm y}),\ d(\Delta \rho_i)/d(\Delta m_{\rm y})$ и радиуса сектора $d(\Delta r_i)/d(\Delta m_{\rm y})$ противовесов коленчатого вала двигателей в зависимости от $\Delta m_{\rm v}$ соответственно равны $k_{\rm mB31},\ k_{\rm mBi},\ k_{\rho i},\ k_{ri}.$

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

Специально проведенные экспериментальные исследования двигателей рабочим объемом 6 л, их коленчатого 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 СНМ деталей КШМ. Эксперименты проводили в два этапа. На первом из них для экспериментов были собраны эталонные двигатели, отклонения от номинального значения массы деталей которых имели допустимые значения, а остаточные дисбалансы их вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г см. Коленчатый вал, вал в сборе с маховиком и 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 6 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, рассчитанные по показаниям соответствующих ее индикаторов и приведенные в табл. 4, были одинаковыми. Наибольшие значения рассматриваемой СНМ имеют капитально отремонтированные двигатели. Поэтому эксперименты на указанных балансировочных станках проводили для СНМ деталей КШМ соответствующей 7,093 и 28,47 г (см. табл. 2) и прошедшим капитальный ремонт двигателям рабочими объемами 6 и 7 л. После завершения экспериментов на эталонных двигателях у них увеличивали массу деталей КШМ так, чтобы значение $\Delta m_{\rm v}$ составляло 7,093 и 28,47 г. На торцевые поверхности противовесов коленчатого вала эталонных двигателей устанавливали специальные стальные пластинки толщиной 1—3 мм, соответствующей значениям приращений радиуса их сектора Δr_1 и Δr_3 при $\Delta m_v = 7,093$ 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 их обеих плоскостях коррекции. Эксперименты на опытных двигателях, 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 их углов соответствовали данным табл. 4. Анализ результатов проведенных экспериментов показал, что значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции эталонных и опытных двигателей практически одинаковы и они существенно не отличаются при всех вариантах исследований (см. табл. 4) и СНМ деталей КШМ, составляющей 7,093 и 28,47 г. Изложенное и приведенные данные доказывают, что использование разработанного способа полностью компенсирует СНМ деталей КШМ, устраняет дополнительный свободный суммарный неуравновешенный момент и обеспечивает фактическую уравновешенность двигателей при их производстве и ремонте.

Эксперименты на коленчатом валу 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 табл. 4. Благодаря точной настройке измеритель-

ной системы балансировочных станков обеспечивали одинаковые значения дисбалансов и их углов в обеих плоскостях коррекции эталонных коленчатых валов в сборе, определяемых по показаниям соответствующих индикаторов и представленных в табл. 4. Затем с использованием специально разработанной методики на каждой шатунной шейке эталонного коленчатого вала в сборе создавали СНМ деталей КШМ, равную 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. У подготовленных таким образом опытных коленчатых валов в сборе определяли значения дисбалансов и их углов в их обеих плоскостях коррекции. Значения создаваемых дисбалансов и их углов соответствовали вариантам табл. 4. Данные экспериментальных исследований и их анализ показывают, что значения дисбалансов и их 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 СНМ деталей КШМ, равной 7,093 и 28,47 г. Результаты экспериментальных исследований и анализ полученных данных показывают, что разработанный способ компенсации СНМ 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 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 пределах, а остаточные дисбалансы вращающихся деталей и сборочных единиц не превышали 5 г • мм. Для второго варианта СНМ деталей КШМ рассматриваемых двигателей соответствовала ее наибольшему возможному значению и составляла 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 СНМ деталей КШМ, равному 7,093 г (см. табл. 2). Собранные в таком порядке двигатели после их обкатки на стенде подвергали стендовым и эксплуатационным испытаниям. В условиях стендовых испытаний определяли виброакустические показатели двигателей заводской сборки. По результатам эксплуатационных испытаний определяли показатели и неравномерности износа коренных подшипников коленчатого вала и ресурс новых и капитально отремонтированных двигателей. Сопоставление результатов стендовых и эксплуатационных испытаний показало, 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 износа 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 компенсируется СНМ деталей КШМ, обеспечивается фактическая уравновешенность двигателей и возможность балансировки с достаточной для практических целей точностью коленчатого вала и вала в сборе, но и заметно снижаются показатели и неравномерность износа коренных подшипников коленчатого вала, уменьшаются 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 СНМ деталей КШМ может быть рекомендован к применению при производстве и ремонте двигателей.

Увеличение радиуса сектора противовесов коленчатого вала, что сопровождается ростом их МГП и позволяет компенсировать СНМ 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, СНМ деталей КШМ целесообразно компенсировать путем установки на торцевые поверхности упомянутых противовесов специальных стальных пластинок определенной толщины, пропорционально значению этой массы.

Разработанный способ компенсации СНМ деталей КШМ прошел всестороннюю апробацию на предприятии-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.

Выводы

Таким образом, возможность практического применения разработанных теоретических положений, способа и методики, выведенных формул, использование которых позволяет полностью компенсировать СНМ деталей КШМ двигателей путем увеличения МГП 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. Внедрение предложенного способа на предприятиях-изготовителях и в условиях мотороремонтного производства не вызывает трудностей, требует незначительных затрат, технически и технологически легко осуществимо. Разработанный способ позволяет не только компенсировать СНМ деталей КШМ, обеспечивать действительную уравновешенность двигателей и балансировать с требуемой для практических целей точностью коленчатый вал и вал 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. 13—21.
- 2. **Назаров, А. Д.** Повышение долговечности и улучшение виброакустических показателей двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Вестник машиностроения. 2002. № 7. С. 7—11.

Ключевые слова: уравновешенность, коленчатый вал, противовесы, массогеометрические параметры, балансировка.



УДК 621.436.038

А. Н. Врублевский, канд. техн. наук; А. Л. Григорьев, д-р техн. наук; А. В. Денисов,

Многокритериальный синтез топливной системы с электронным управлением впрыскивания

В статье решена задача многокритериальной оптимизации аккумулирующей топливной системы с электронным управлением. Для этого использована методика проведения многофакторного численного эксперимента. Для получения пробных точек в пространстве параметров применен генератор ЛПτ-распределения. В результате оптимизации принятые авторами решающие критерии качества улучшены по сравнению с базовым образцом (расход топлива на управление форсунки уменьшен в 2 раза, давление впрыскивания превышает давление топлива в гидроаккумуляторе на 15 %). Оптимизированная топливная система обеспечивает впрыскивание топлива при изменении давления в гидроаккумуляторе от 20 до 150 MΠa.

Введение

В практике двигателестроения широко используются различные методы оптимизации. При этом оправдывают себя подходы, основанные на решении прямой задачи — проведение серии численных экспериментов с целью определения показателей системы при различном сочетании ее параметров [1].

Экономический эффект от применения виртуального (численного) эксперимента очевиден. Это широкая возможность перебора комбинаций параметров, большое (до 4000 и более) количество экспериментов, возможность наблюдать изменение таких параметров (давление, перемещения, температура), измерить которые сложно, а часто и невозможно. И, как результат, при сокращении времени и материальных затрат на проектирование есть возможность получить двигатель либо отдельную его систему с

лучшими по сравнению с аналогами параметрами.

Успешное решение оптимизационной задачи зависит от достоверности применяемых математических моделей, а также метода ее организации. В данной статье представлен опыт, накопленный авторами при определении оптимальных параметров аккумулирующей топливной системы (АТС) с электронным управлением, предназначенной для высокооборотного дизеля серии 4ДТНА. Особенности применяемых математических моделей АТС рассмотрены в работах [2-4]. Там же показана их достоверность и описаны явления, которыми при моделировании процесса топливопередачи уделено повышенное внимание. Следует отметить, что любой метод оптимизации не исключает человеческий фактор или так называемый "совет специалистов". Совет специалистов играет решающую роль при выборе как параметров, ограничений и критериев, так и результата оптимизации.

Анализ публикаций

Оптимизации топливоподающей аппаратуры (ТПА) непосредственного действия посвящено много работ отечественных и зарубежных специалистов. Из них можно выделить работы [5-7], в которых авторы используют методы, основанные на построении в каждой точке области функциональной модели процесса топливоподачи и определении вектора поиска на основе ее анализа. Для получения регрессии используется теория планирования эксперимента, что позволяет найти направление поиска при сокращенном количестве численных экспериментов. В программном комплексе "Впрыск" разработки МГТУ [8] задача оптимизации процессов в ТПА формализована и сводится к задаче нелинейного программирования для функции многих переменных с ограничениями. Учет ограничений производится методом штрафных функций. Как отмечают авторы [1], теория нелинейного программирования не дает ответа на вопрос о том, какие поисковые методы лучше, поэтому часто необходимо пользоваться несколькими процедурами. В отличие от указанных



выше авторов работы [1], которые используют многофакторный анализ и уравнения регрессии, в работе [9] для алгоритма многопараметрической и многокритериальной оптимизации применены линеаризованные модели ТПА. На их базе при использовании аналитических или численно-аналитических методов изучалось влияние параметров ТПА на показатели ее рабочего процесса, а также производился выбор и обоснование промежуточных (рабочих) критериев (принцип линеаризации).

Цель и постановка задачи

Цель данной работы — провести оптимизацию ATC. Для достижения данной цели необходимо предложить метод оптимизации, выбрать параметры, которые в наибольшей мере влияют на процесс топливоподачи ATC, определить функциональные ограничения и критерии качества.

Объект использования — топливная аппаратура дизеля серии 4ДТНА

Для дизеля серии 4ДТНА авторами совместно со специалистами КП ХКБД разработана АТС с электронным управлением. АТС оснащена электрогидравлической форсункой (ЭГФ) с электромагнитным клапаном. Принцип и особенности работы данной АТС изложен в работе [1].

Метод организации топливоподачи в АТС позволяет сформулировать для ЭГФ самостоятельную оптимизационную задачу. После такого разделения модель (включает ЭГФ, гидроаккумулятор и соединяющий их топливопровод) может быть основой для эффективного алгоритма многопараметрической и многокритериальной оптимизации.

Методика проведения эксперимента

При решении оптимизационной задачи использовался современный метод, предложенный И. М. Соболем и Р. Б. Статниковым [10]. В основе данного метода лежит численное исследование (сканирование) пространства параметров проектируемого объекта, которое проводится в три этапа.

1-й этап — составление таблиц испытаний. Этот этап не предусматривает участия человека. Последовательно выбирается N пробных точек. В каждой из точек рассчитывается процесс топливоподачи и вычисляются значения всех критериев. По каждому критерию составляется таблица испытаний. Таблицы представляют собой аналог статистических вариационных рядов.

2-й этап — выбор критериальных ограничений. Этот этап выполняется в режиме диалога ЭВМ—человек (проектировщик). Просматривая каждую из таблиц, нужно назначить ограничение для каждого из критериев.

3-й этап — проверка непустоты множества допустимых точек. Этот этап выполняется автоматически.

Выбор пробных точек. До сих пор наиболее популярным остается метод, в котором для просмотра многомерного куба используется кубическая решетка. Однако равномерное сканирование многомерного куба является оптимальным только в одномерном случае, при размерности пространства n=1 [10]. Уже при n=2 кубическая решетка не очень хороша, а с увеличением п ее способность описывать изменение функции быстро ухуд-шается.

Подробная модель технического объекта содержит в своем описании большое число параметров. Априори известно, что значительная часть этих параметров оказывает на изменение любого, фиксированного критерия крайне слабое влияние, но "отсеять" эти параметры обычно не представляется возможным. В крайней ситуации, которая на самом деле встречается достаточно часто, сильно влияет только один параметр, а остальные для данного критерия являются уточняющими. Поэтому оптимальным может считаться такое распределение N пробных точек, у которых каждая из координат (параметров) представляет собой равномерно распределенную последовательность N точек на отрезке; кубическая решетка этому требованию не удовлетворяет. Так, на рис. 1 изображена кубическая решетка, состоящая из N = 16 точек. Точки распределены равномерно. В каждом из N малых квадратов расположена одна точка сетки. Недостаток такого распределения очевиден. При исследовании функции $f(x_1,$ x_2), которая сильно зависит от одного аргумента, получено лишь четыре различных значения, каждое повторенное четыре раза. В многомерном случае кубическая решетка может оказаться еще хуже, так как "потеря информации" при вычислении $f(x_1, ..., x_n)$ толь-

Частичное решение этой проблемы дает использование генераторов случайных чисел.

Исследователями [10] предложено такое оптимальное распределение точек в пространстве, которое решает эту проблему самым эффективным образом. Как и в предыдущем случае, в двумерном распределении, состоящем из N=16 точек, в каждом малом квадрате расположена одна точка (см. рис. 1).

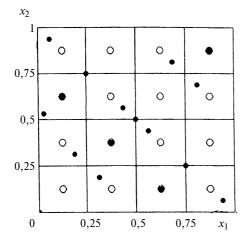


Рис. 1. Кубическая решетка и улучшенная сетка при n = 2 (N = 16):

о — пробная точка кубической решетки; • — пробная точка $\Pi\Pi_{\tau}$ -последовательности; • — точки обоих распределений совпалают

Однако в данном случае при расчете функции f в точках сетки получают 16 значений, дающих лучшее представление о диапазоне изменения функции f.

Оптимальная последовательность всегда содержит $N=2^p$ точек, где p — целое положительное число.

Дополнительным достоинством такой последовательности является возможность удвоения количества пробных точек.

В работе [10] это распределение названо ЛП τ -последовательностью. Для расчета ЛП τ -последовательности использовался следующий арифметический алгоритм. По таблице числителей [10] определялось значение $r_j^{(I)}$. Для этого по заданному номеру точки і вычислялось $m=1+[\ln i/\ln 2]$, затем в каждой точке і для каждого параметра j=1,2,..., п определялась безразмерная величина параметра

$$q_{i,j} = \sum_{k=1}^{m} 2^{-k+1} \left\{ \frac{1}{2} \sum_{i=k}^{m} \left[2\{i2^{-l}\} \right] \left[2\left\{ r_{j}^{(l)} 2^{k-1-l} \right\} \right] \right\},$$

где [z] — целая часть числа z; $\{z\}$ — дробная часть числа z. Вычислить текущее значение α j-го параметра в i-й точке n-мерного пространства можно по формуле

$$\alpha_{i,j} = q_{i,j}(\alpha_{i\max} - \alpha_{i\min}) + \alpha_{i\min},$$

преобразующей n-мерный куб с ребром, равным 1, в n-мерный параллелепипед изменения параметров.

Составленная в MathCAD по этому алгоритму подпрограмма интегрирована в программу расчета ATC

Определение функциональных ограничений

В дополнение к определению параметрических ограничений при формировании исходных данных для решения задачи поиска оптимальных параметров ЭГФ необходимо включить функциональные ограничения.

Для ЭГФ функциональными ограничениями являются отношения следующих параметров:

- диаметр мультипликатора превышает диаметр иглы распылителя, который принят постоянным и равным 3,5 мм;
- эффективное проходное сечение подающего жиклера камеры управления меньше эффективного проходного сечения отсечного жиклера камеры управления:
- диаметр запорного пояска иглы меньше диаметра иглы;
- внутренний диаметр топливопровода изменяется дискретно (величина определяется стандартным рядом значений, ГОСТ 11017—80, 1,1; 1,5; 2,0 мм);
 - недопущение подвпрыскивания топлива;
- ограничение скорости элементов форсунки при их ударе об упоры-ограничители хода.

При решении оптимизационной задачи функциональные ограничения можно использовать двумя способами. Первый способ — после проведения численного эксперимента исключить из рассмотрения точки, в которых приведенные отношения параметров не выполняются. Второй способ — на стадии формирования исходных данных учесть указанные ограничения путем задания коэффициентов К1, К2, К3, определяющих отношения указанных выше параметров. Очевидно, что второй способ предпочтительнее, так как позволяет получить больше точек для критериальной оценки, а также уменьшить время решения оптимизационной задачи за счет исключения процедуры анализа исходных данных на предмет выполнения функциональных ограничений.

Выбор критериев качества

По общему мнению, для ЭГФ целесообразно задать два решающих критерия качества — максимальное давление впрыскивания p_a и цикловой расход топлива на управление Q_z . Очевидно, что давление p_a должно быть максимальным.

Обоснуем выбор критерия Q_z . В АТС топливо в камере управления ЭГФ находится под высоким давлением (25—150 МПа). Процесс топливоподачи происходит в период сброса топлива из полости управления в топливный бак. Следовательно, чем меньший объем топлива сбрасывается, тем меньше затраты энергии на привод топливного насоса. Но, с другой стороны, существует минимально возможная величина Q_z , обеспечивающая охлаждение электромагнита.

Для получения множества паретовских точек, представляющих одномерное многообразие на плоскости, удобно, чтобы оба критерия стремились к минимуму, причем имели безразмерную форму.



Рис. 2. Фрагмент распределения пробных точек в плоскости критериев K_p , K_a

Введем безразмерные критерии:

- $-K_p = p_{\rm aK}/p_{\rm a}$, где $p_{\rm aK}$ давление топлива в гидроаккумуляторе;
- $-K_q=Q_{\rm Z}/Q_{\rm C}$, где $Q_{\rm C}$ цикловая подача топлива.

Ввод безразмерных критериев позволяет оценить относительную долю топлива, затраченного на управление, а величину $p_{\rm a}$ сравнить с уровнем давления $p_{\rm ak}$.

В задачах с двумя критериями $\Phi_1 \to \min$, $\Phi_2 \to \min$ решение ищется на так называемом "паретовском" множестве наборов параметров; каждый такой набор является решением однокритериальной задачи $\Phi_1 \to \min$ при $\Phi_2 = \text{const.}$ Каждому набор параметров, допустимому по функциональным ограничениям (их называют эффективными), соответствует некоторая точка на плоскости критериев (K_p, K_q) (рис. 2).

Выбор параметров электрогидравлической форсунки

Обоснуем выбор параметров и пределы их варьирования. Из работ [1—3] известно, что на процесс топливоподачи в системах с электронным управлением впрыскивания большое влияние оказывают следующие факторы:

- перемещение элементов ЭГФ;
- распространение волн давления и деформации по топливоподводящим каналам и элементам ЭГФ;
 - колебание витков пружин;
- физические явления, сопровождающие течение топлива по каналам малого диаметра (сопловые отверстия распылителя, жиклеры камеры управления);
- особенности течения топлива в полостях низкого давления $Э \Gamma \Phi$ и связанные с этим эффекты присоединенных масс, соударения и др.

Используя данные факторы, можно улучшить эффективность применения аккумулирующей топливной системы для высокообо-

№	Параметр	Значе- ние
1	Диаметр сферы клапана, мм	1,3
2 3	Ход клапана, мм	0,05
3	Коэффициент жесткости пружины клапана, Н/мм	50
4	Угол седла клапана, град.	100
5	Площадь эффективного сечения подающего жиклера камеры уп-	0,034
6	равления, мм ² Площадь эффективного сечения отсечного жиклера камеры управления, мм ²	0,055
7	Диаметр мультипликатора, мм	3,8
8	Длина мультипликатора, мм	76
9	Диаметр запорного пояска иглы, мм	1,6
10	Ход иглы, мм	0,25
11	Давление начала подъема иглы, МПа	5
12	Длина трубопровода от аккумулятора до ЭГФ, мм	220
13	Внутренний диаметр топливопровода, мм	1,5

ротного дизеля. Предварительные расчетные и экспериментальные исследования позволили выделить основные конструктивные и регулировочные параметры таких систем. В таблице приведены эти параметры, а также заданы их величины для исходной модели, которые далее были помещены в центр n-мерного параллелепипеда.

Выбор допустимых пределов варьирования каждого из параметров проведен с учетом ограничений, связанных с компоновкой, изготовлением, условиями эксплуатации топливной системы. Так, например, величина хода клапана не может быть меньше 0,025 мм (обеспечивает минимально гарантированный зазор между магнитопроводом и якорем), с одной стороны, и больше 0,075 мм, с другой (связано с уменьшением МДС при увеличении воздушного зазора). Минимальный ход иглы и мультипликатора составляет 0,125 мм. Данное ограничение связано с необходимостью минимизировать влияние эффективного проходного сечения распылителя на изменение давления топлива, а также с особенностями работы мультипликатора [11].

В пределах исследуемой области изменение каждого параметра таблицы составило \pm (40—50) %. Это позволяет исследовать обширную область многомерного пространства и определить направление поиска оптимума. С помощью генератора ЛП τ -последователь-

ности были получены пробные точки и составлены таблицы испытаний. Для предварительного сканирования пространства параметров выбрано 128 точек.

Паретовским точкам в плоскости критериев (рис. 2) будет соответствовать отрезок компромиссной кривой, являющейся огибающей для всех представленным там точек.

Результаты оптимизации

Рассмотрим, как осуществляется поиск оптимального сочетания параметров ЭГФ. В результате сканирования из множества 128 допустимых точек 24 оказались эффективными. На рис. 2 показано положение данных точек на плоскости критериев (K_p , K_q).

Заметим, что в каждой из этих точек эффективность процесса впрыскивания по указанным критериям ($K_p=0.912-0.941$; $K_q=0.178-0.137$) значительно повышается по сравнению с точкой 1 ($K_p=1.08$; $K_q=0.447$), соответствующей исходному набору параметров ЭГФ (см. таблицу).

На компромиссную кривую попало три точки, которые находятся на огибающей кривой A (рис. 3) в области, очерченной прямыми D и E. Номера этих точек — 61, 121, 106, а часть кривой, соединяющей данные точки, является приближенной компромиссной. Точки № 48 и № 127 тоже находятся на кривой A, однако правее точки № 106 кривая A не является компромиссной. Действительно, на части кривой A, выделенной штриховой линией, находятся точки, для которых оба критерия изменяются либо в большую, либо в меньшую сторону. Поэтому, например, если минимальная величина критерия $K_q = 0.2$, то в качестве наилучшей следует выбирать точку пересечения кривой A с указанным значением K_q .

В точке № 61 семь параметров находятся близко к центру сканируемого пространства, два параметра принимают максимально допустимые значения и два — минимальные. В точке № 106 девять из двенадцати параметров находятся в центре, два принимают минималь-

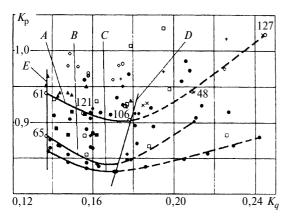


Рис. 3. Пробные точки и приближенные компромиссные кривые в плоскости критериев K_p , K_q

ные значения и одно — максимальное. В точке № 121 количество средних значений — восемь, два принимают минимальные и два — максимальные значения.

В полученном множестве существует изолированная точка № 65 (рис. 3). По критериям качества данная точка наилучшая. Однако пять параметров точки № 65 принимают минимально допустимые значения. Так, давление затяжки пружины иглы равно 1,57 МПа, а диаметр сферы клапана 0,864 мм.

Заметим, что анализ одного варианта (пробной точки) включает совместный электрогидродинамический расчет топливной системы с электронным управлением впрыскивания и занимает около 2 мин на современном компьютере с быстродействием 3,6 МГц. Поэтому число пробных точек N=128 пока следует считать предельным. Однако, исходя из рекомендаций работы [10], а также учитывая собственный опыт решения этой многокритериальной задачи, данное число следовало бы увеличить по крайней мере в 2-4 раза, что позволит заметно повысить эффективность оптимизации. Частичное решение проблемы дает алгоритм последовательной оптимизации, применение которого к данной задаче сводится к следующему.

Для уточнения компромиссной кривой целесообразно дополнительно просканировать пространство параметров в окрестностях паретовских точек номеров 61, 106 и 121. В центр нового параллелепипеда поставлена указанная паретовская точка, параметры которой могут изменяться в узком диапазоне \pm 15 %. В таком случае объем сканируемой области уменьшается в 10^6 раз, поэтому количество пробных точек, определяемое с помощью генератора $\Pi \Pi \tau$ -последовательности, может быть сокращено до 16.

В результате такого уточнения было получено новое множество допустимых точек, находящихся ниже кривой A (рис. 3), и построена компромиссная кривая B. Интересно, что точка № 65, полученная при предварительном сканировании, находится на кривой B и ограничивает ее слева.

Целесообразно повторить процедуру уточнения компромиссной кривой еще раз. При этом сканировались окрестности точек, находящихся на кривой B, ограниченной прямыми D и E. Результатом уточнения является новая кривая C. Расстояние между кривыми B и C незначительное, поэтому авторами принято решение дальнейшего уточнения компромиссной кривой не производить.

Полученные результаты позволяют утверждать, что на кривой C находятся точки с оптимальными параметрами $\Im \Gamma \Phi$.

Заключительным пунктом решения оптимизационной задачи является определение области работы топливной системы с оптимизированной ЭГФ при изменении давления $p_{\rm ak}$. Для этого в программу расчета были введены значения параметров, полученные для паретовских точек кривой C, и заданием величины $p_{\rm ak}$, построены расчетные зависимости $p_{\rm a}$, $Q_{\rm c}$, $Q_{\rm z}$ от $p_{\rm ak}$. Максимально значение $p_{\rm ak}$ определялось наличием

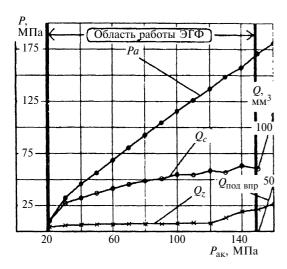


Рис. 4. Зависимость параметров впрыскивания от давления $p_{\rm ak}$ для ATC с оптимизированной ЭГФ

несанкционированного расхода топлива $Q_{\rm подвпр}$ через распылитель в завершающей фазе впрыскивания. По полученным результатам определено, что оптимизированная $\Im \Gamma \Phi$ обеспечивает впрыскивание топлива при минимальном давлении $p_{\rm ak} = 20~{\rm M}\Pi {\rm a}$ и максимальном $p_{\rm ak} = 150~{\rm M}\Pi {\rm a}$ (рис. 4).

Для всех расчетных точек в процессе оптимизации задавалось однофазное впрыскивание со следующими параметрами электрического импульса (максимальная сила тока в катушке 17,5 A, сила тока в период удержания 10 A, продолжительность электрического сигнала 1 мс).

Выводы

Разработан новый метод многокритериальной оптимизации топливной аппаратуры с электронным управлением впрыскивания, основанный на компьютерном сканировании области изменения параметров и построении паретовских множеств и компромиссных кривых.

Определены основные параметры аккумулирующей топливной системы, которые оказывают наибольшее влияние на процесс топливоподачи (см. таблицу).

Сформулированы функциональные ограничения и критерии качества — максимальное давление впрыскивания p_a и расход топлива на управление Q_z , которые позволяют оценить эффективность процесса топливоподачи.

Проведенная оптимизация ЭГФ позволила увеличить давление впрыскивания p_a по сравнению с давлением в гидроаккумуляторе p_{ak} на 15 % (в исходной АТС p_{ak} превышает p_a) и снизить расход топлива на управление в 2 раза.

Определена область эффективной работы ATC в зависимости от давления $p_{\rm ak}$. ATC обеспечивает впрыскивание топлива при изменении давления $p_{\rm ak}$ от 20 до 150 МПа.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов [Текст] / Л. В, Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Легион-Автодата, 2004. 344 с.
- 2. **Врублевский, А. Н.** Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ [Текст] / А. Н. Врублевский, А. Л. Григорьев, А. В. Грицюк, А. В. Денисов, Г. А. Щербаков // ДВС. 2007. № 1. С. 44—52.
- 3. **Врублевский, А. Н.** Математическая модель движения элементов и течения топлива в полостях низкого давления электрогидравлического форсунки [Текст] / А. Н. Врублевский // Автомобильный транспорт Харьков: ХНАДУ. 2008. Вып. 22. С. 109—117.
- Врублевский, А. Н. Математическая модель быстродействующего электромагнита для топливной системы ДВС [Текст] / А. Н. Врублевский, А. Л. Григорьев, А. М. Бовда // Автомобильный транспорт. 2006. — № 19. — С. 138—143.
- Голубков, Л. Н. Методика оптимизации параметров топливного насоса автомобильного дизеля [Текст] / Л. Н. Голубков, Л. М. Рябинкин, А. П. Кратко // Рабочие процессы автомобильных двигателей и их агрегатов: Тр. МАДИ. М., 1983. С. 42—51.
- Морозов, Ю. В. Реализация заданных характеристик впрыскивания топлива путем оптимизации конструктивно-регулируемых параметров топливной аппаратуры: Автореф. дисс. ... д-р техн. наук. — Харьков: ХарГАЖТ. 1998. — 32 с.
- Дизельная топливная аппаратура: Оптимизация процесса впрыска, долговечность деталей и пар трения [Текст] / В. Е. Горбаневский, В. Г. Гислов, Р. М. Баширов и др. М.: Изд-во МГТУ, 1996. 138 с.
- 8. **Кулешов, А. С.** Математическое моделирование и компьютерная оптимизация топливоподачи и рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания [Текст] / А. С. Кулешов, Л. В. Грехов. М.: Изд-во МГТУ, 2000. 64 с.
- 9. Григор'єв, О. Л. Розробка універсальних методів гидродинамічного розрахунку, динамічного аналізу та оптимізаційного синтезу основних елементів поливної аппаратури дизелів: Автореф. дисс. ... д-р техн. наук. Харьків: НТУ "ХПІ". 2004. 36 с.
- Соболь, И. М. Выбор оптимальных параметров в задачах со многими критериями [Текст] / И. М. Соболь, Р. Б. Статников. — М.: Наука, 1985. — 110.
- Врублевский, А. Н. Принципы организации впрыскивания топлива при помощи электрогидравлической форсунки [Текст] / А. Н. Врублевский, Ф. И. Абрамчук, Е. Ю. Зенкин // Автомобільний транспорт. 2007. № 21. С. 119—124.

Ключевые слова: мнокритериальная оптимизация, топливная система, электронное управление впрыскиванием.

(По материалам всеукраинского журнала "Двигатели внутреннего сгорания", $2008 \, \text{г., } N\! \text{o} \, 1$)

УДК 621.43 С. А. Ерощенков, д-р техн. наук, В. А. Корогодский, А. А. Каграманян, кандидаты техн. наук, О. В. Василенко, асп

Влияние коэффициента избытка воздуха и степени сжатия на термический КПД двигателя с искровым зажиганием

Рассмотрены методы определения термического КПД. Предложена методика определения значений термического КПД с реальным рабочим телом с учетом изменения показателя адиабаты к от коэффициента избытка воздуха и температуры. Определены значения термического КПД в зависимости от нагрузки.

Постановка задачи

В настоящее время наблюдается постоянный рост потребления углеводородного топлива. Основными потребителями такого топлива являются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые в большей мере по сравнению с другими энергетическими установками загрязняют атмосферу вредными веществами, выбрасываемыми с отработавшими газами. Усовершенствование качества протекания процессов смесеобразования и сгорания позволяет повысить экономические и экологические показатели двигателей.

Среди ДВС двухтактные двигатели с искровым зажиганием как с внешним, так и с внутренним смесеобразованием весьма распространены. Они обладают лучшими удельными показателями по мощности, массе и объему по сравнению с четырехтактными двигателями. Однако имеют рад недостатков. Двухтактные ДВС с искровым зажиганием и внешним смесеобразованием характеризуются высоким расходом топлива и значительными выбросами вредных веществ. Низкие экономические и эколо-

гические показатели этих лвигателей обусловлены в основном потерей части топлива при продувке цилиндра и работе на обогащенных смесях. Исключение потерь топлива во время продувки цилиндра возможно при переходе от внешнего смесеобразования к внутреннему непосредственным впрыскиванием топлива (НВТ) после закрытия органов газораспределения. Выполнение указанных условий позволит значительно повысить (в 1,3-2 раза) эффективный КПД (п,) двухтактных двигателей с искровым зажиганием. При этом влияние процессов смесеобразования и сгорания расслоенного топливовоздушного заряда на экономические показатели двигателя можно оценить по уровню индикаторного КПД (η_i) , а потенциальные возможности рабочих процессов - по уровню термического КПД (η_t) .

Анализ публикаций

Анализ публикаций показывает, что различные авторы предлагают разные методы определения термического КПД (η_t) . В большинстве работ η_t предлагается определять только с учетом степени сжатия (є) и показателя адиабаты (*k*) для воздуха Б. С. Стечкиным предложена методика определения термического КПД с учетом влияния степени сжатия и коэффициента избытка воздуха без учета влияния температуры продуктов сгорания [2]. Кроме того, была заменена зависимость показателя адиабаты $k = f(\alpha)$, имеющая форму параболы, на ломаную в виде двух прямых. Такой подход снизил точность определения термического КПД. На данный момент отсутствует методика, которая позволяет с удовлетворительной точностью определять значение термического КПД для двигателя с искровым зажиганием и, в частности, для двухтактного двигателя с искровым зажиганием при непосредственном впрыскивании топлива и с реальным рабочим телом.

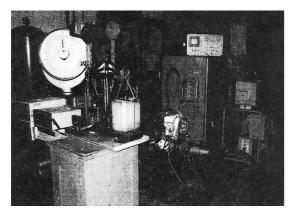


Рис. 1. Общий вид моторного стенда с двигателем ДН-4M

Анализ экспериментальных данных

Рассмотрим влияние степени сжатия и коэффициента избытка воздуха на термический КПД двухтактного двигателя с искровым зажиганием при реальном рабочем теле по нагрузочной характеристике при $n = 3000 \text{ мин}^{-1}$.

Экспериментальные исследования проводились по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала n=3000 мин $^{-1}$ на двухтактном одноцилиндровом двигателе ДН-4М (S/D=87/82) с искровым зажиганием, воздушным охлаждением и кривошипно-камерной продувкой (рис. 1). Данный двигатель используется для привода водяных насосов, электрогенераторов, средств малой механизации.

Исследования проводили с использованием карбюраторной системы питания при $\varepsilon = 8,5$ и системы непосредственного впрыскивания топлива с помощью механического насоса с манжетным уплотнением плунжера (HBP-1) и при ε = 0.8 - 0.9, что обеспечивало получение гомогенной обогащенной топливовоздушной смеси. Установка на двигатель системы непосредственного впрыскивания топлива позволила организовать пленочное смесеобразование и расслоение топливовоздушной смеси на частичных режимах работы при изменении в цилиндре коэффициента избытка воздуха (α_{II}) от 1,0 до 1,62 (рис. 2). При полной нагрузке двигателя система непосредственного впрыскивания топлива обеспечила получение гомогенного состава топливовоздушной смеси ($\alpha_{II} \approx 1,0$) [3]. Значения $\alpha_{\rm II}$ определялись по суммарному коэф-

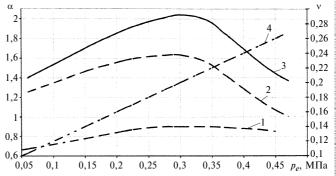


Рис. 2. Кривые коэффициента утечки продувочного воздуха ν и коэффициентов избытка воздуха α_{Σ} , $\alpha_{\rm ц}$ при работе двигателя по нагрузочной характеристике при $n=3000~{\rm km\,h}^{-1}$ с карбюратором и системой непосредственного впрыскивания топлива:

1 — коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\rm кар}$ двигателя с карбюраторной системой питания; 2 и 3 — коэффициенты избытка воздуха цилиндра $\alpha_{\rm L}$ и суммарный $\alpha_{\rm S}$ при непосредственном впрыскивании топлива; u — коэффициент утечки продувочного воздуха

фициенту избытка воздуха α_{Σ} с учетом коэффициента утечки продувочного воздуха [4, 5]:

$$v = \frac{G_{\text{B.Tp}}}{G_{\text{B}}} = \frac{G_{\text{B.Tp}}}{G_{\text{B.II}} + G_{\text{B.Tp}}} = \frac{G_{\text{B.Tp}}}{G_{\text{B.II}} \left(1 + \frac{G_{\text{B.Tp}}}{G_{\text{B.II}}}\right)}, (1)$$

где $G_{\rm B}$ — количество воздуха, поступающего на впуске в цилиндр, кг/ч; $G_{\rm B.Tp}$ — количество транзитного воздуха, вытекающего в выпускную систему при продувке цилиндра, кг/ч; $G_{\rm B.II}$ — количество воздуха, оставшегося в цилиндре, кг/ч.

Значения ν определяли экспериментальным путем (рис. 2) с помощью газового анализа по известной методике [6]. Потери топливовоздушной смеси при карбюраторной системе питания и потери воздушного заряда при непосредственном впрыскивании топлива с повышением давления p_e от 0,1 до 0,47 МПа возрастают от 12 до 27 % (ν = 0,12—0,27) относительно расхода воздуха или смеси на впуске.

Исследование системы непосредственного впрыскивания топлива и расслоение топливовоздушной смеси позволило повысить геометрическую степень сжатия до $\varepsilon=12$ при работе двигателя ДН-4М на низкооктановом бензине A-76.

Косвенная оценка качества организации внутрицилиндровых процессов при внешнем и внутреннем смесеобразовании проводилась по уровню индикаторного КПД. При определении индикаторного КПД использовалась

уточненная методика расчета [4, 5]. Суть методики заключается в том, что при расчете η_i учитывается только то количество топлива, которое осталось в цилиндре ($G_{\text{т.ц}}$) двигателя после закрытия органов газораспределения. Тогда общее количество топлива ($G_{\text{т}}$), поступившего в двигатель за цикл, можно определить как

$$G_{\rm T} = G_{\rm T,II} + G_{\rm T,Tp} = G_{\rm T,II} \cdot \left(1 + \frac{G_{\rm T,Tp}}{G_{\rm T,II}} \right) =$$

$$= G_{\rm T,II} (1 + Z), \tag{2}$$

где $G_{\rm T}$ — количество топлива, поступающего на впуске в цилиндр, кг/ч; $G_{\rm T.I.I}$ — количество топлива, оставшегося в цилиндре, кг/ч; $G_{\rm T.T.p}$ — количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/ч; Z — коэффициент, учитывающий потери воздуха, топлива или топливовоздушной смеси при продувке цилиндра.

С учетом формулы (2) связь между индикаторными КПД, определяемыми по общепринятой методике и предлагаемой [4, 5], примет вид:

$$\eta_{i} = \frac{L_{i}}{Q_{\text{H.p}}G_{\text{T.I,I}}} = \frac{L_{i}}{Q_{\text{H.p}}(G_{\text{T.I,I}} + G_{\text{T.Tp}})} = \frac{L_{i}}{Q_{\text{H.p}}^{p}G_{\text{T.I,I}}(1 + Z)} = \eta_{i}' \frac{1}{1 + Z},$$
(3)

где
$$\eta_i' = \frac{L_i}{Q_{\text{H.p}}^{\text{p}} G_{\text{т.ц}}(1+Z)} = \eta_i(1+Z); \eta_i$$
и η_i' — индика-

торные КПД, определяемые соответственно по общепринятой и новой методикам; L_i — внутрицилиндровая работа газов за цикл, кДж; $Q_{\rm H,p}^{\rm p}$ — низшая рабочая

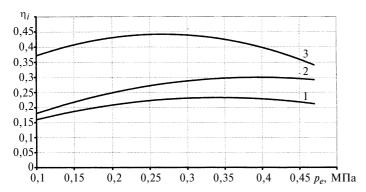


Рис. 3. Зависимости индикаторного КПД двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива и карбюраторной системой питания:

1 и $2 - \eta_i$ и η_i' двигателя с карбюраторной системой питания, определяемые соответственно по общепринятой и новой методике; $3 - \eta_i$ двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива

теплота сгорания топлива, кДж/кг; $G_{\text{т.ц}}$ — количество топлива, оставшегося в цилиндре за цикл, кг/цикл; $G_{\text{т.тр}}$ — количество транзитного топлива, потерянного при продувке цилиндра, кг/цикл.

Внутрицилиндровая индикаторная работа газов L_i определялась по осредненным индикаторным диаграммам на каждом режиме работы двигателя [5, 8].

Используя данную методику, были получены значения индикаторного КПД для двигателя с внешним и внутренним смесеобразованием по нагрузочным характеристикам при n=3000 мин⁻¹ (рис. 3).

С повышением нагрузки η_i двигателя с карбюратором (определено по предложенной методике [5]) повышается. Максимальное значение η_i составляет 0,3 при $p_e=0,425$ МПа. На величину η_i двигателя с системой непосредственного впрыскивания топлива влияет повышение степени сжатия до $\varepsilon=12$, исключение потерь топлива при продувке и состав топливовоздушной смеси в цилиндре двигателя, характеризуемый $\alpha_{\rm II}$. Повышение $\alpha_{\rm II}$ до 1,64 способствует улучшению преобразования химической энергии топлива в индикаторную работу газов, о чем свидетельствует повышение η_i до 0,442. При снижении $\alpha_{\rm II}$ индикаторный КПД снижается.

Определение η_i двигателя с карбюратором по предлагаемой методике позволяет объективно сравнить η_i двигателя с системой непосредственного впрыскивания топлива и с карбюратором. Более высокие значения η_i двигателя с системой непосредственного впрыскивания топлива можно объяснить лучшей организацией процессов смесеобразования и сгорания расслоенного топливовоздушного зажигания. Так, при $p_e = 0,1$ МПа η_i непосредственного впрыскивания топлива равен 0,37, что в 1,9 раза выше η_i двигателя с карбюратором ($\eta_i = 0,195$). Максимальное значение индикаторного КПД двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива наблюдается при $p_e = 0,3$ МПа ($\eta_i = 0,442$), а для карбюраторного двигателя η_i составляет при том же p_e только $\eta_i = 0,3,$ т. е. в 1,47 раза ниже. Минимальное повыше-

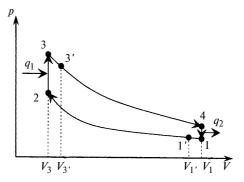


Рис. 4. Термодинамический цикл двигателя с подводом теплоты при $V = {
m const}$

ние η_i (в 1,22 раза) при переходе от внешнего смесеобразования к внутреннему находится в зоне максимальной нагрузки ($p_e = 0,45 \text{ M}\Pi a$).

Для определения резервов повышения индикаторного КПД двигателя ДН-4М при работе с карбюратором и непосредственным впрыскиванием топлива рассчитывался термический КПД (η_t) в зависимости от нагрузки p_e . В общем случае термический КПД [9]:

$$\eta_t = \frac{q_1 - q_2}{q_1} \,, \tag{4}$$

где q_1 — количество теплоты, подведенной в цикле, Дж; q_2 — количество теплоты, отведенной от цикла, Дж.

Термодинамический цикл двигателя с искровым зажиганием и подводом теплоты при $V = {\rm const}$ представлен на рис. 4. Он отличается от идеального, рассматриваемого в термодинамике, тем, что в процессах сжатия и расширения используются реальные рабочие тела. В процессе сжатия участвует смесь воздуха с малым количеством продуктов сгорания, учитываемых коэффициентом остаточных газов у, а в процессе расширения — смесь продуктов сгорания с воздухом. Кроме того, в процессах сжатия и расширения реальных рабочих тел учитывалось изменение их теплоемкостей, а следовательно, показателей адиабаты k в зависимости от температуры T. При этом состав рабочих тел в процессах сжатия и расширения оставался постоянным.

Количество подведенной в цикле теплоты можно определить как

$$q_1 = B_{\rm H}Q_{\rm H,D},\tag{5}$$

где $B_{\rm ц}$ — цикловая подача топлива, кг/цикл; $Q_{\rm H.p}$ — низшее удельное рабочее количество теплоты сгорания топлива, Дж/кг.

Количество теплоты, отведенной в цикле,

$$q_2 = Q_4 - Q_1, (6)$$

где $Q_4 = G_4 m C_{\rm p4} T_4$ — количество теплоты в точке 4, Дж; $Q_1 = C_1 m C_{\rm p1} T_1$ — количество теплоты в точке 1, Дж; G_1 и G_4 — количество рабочего тела в точках 1 и 4, кг; $m C_{\rm p1}$ и $m C_{\rm p4}$ — средние удельные массовые изобарные теплоемкости рабочих тел в точках 1 и 4, Дж/(кг \cdot °C), $G_4 = G_1 + B_4$ — связь между G_1 и G_4 , кг.

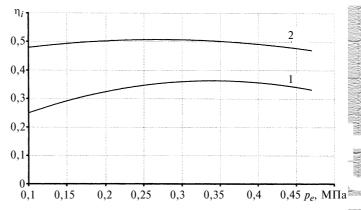


Рис. 5. Кривые термического КПД двигателя с реальным рабочим телом при частоте вращения коленчатого вала $n=3000\,\mathrm{muh}^{-1}$:

1-c карбюраторной системой питания; 2-c системой непосредственного впрыскивания топлива

Параметры смеси p_1 и T_1 в точке 1 определялись по экспериментальным данным, а объем цилиндра V_1 в точке 1 — в момент закрытия впускных окон.

Теплоемкости реальных рабочих тел в процессе сжатия и расширения рассчитывались по формулам, приведенным в работе [7]:

$$mC_p = a + bT, (7)$$

где a и b — безразмерные коэффициенты; T — температура.

Показатель адиабаты

$$k = \frac{mC_p}{mC_v},\tag{8}$$

где mC_p — средняя удельная массовая изобарная теплоемкость, кДж/(кг \cdot °C); mC_v — средняя удельная массовая изохорная теплоемкость, Дж (кг \cdot °C).

Параметры рабочих тел в процессах сжатия и расширения определялись с интервалом, соответствующим углу поворота коленчатого вала 5° :

$$T_{1'} = T_1 \left(\frac{V_1}{V_{1'}}\right)^{k-1}; p_{1'} = p_1 \left(\frac{V_1}{V_{1'}}\right)^k;$$

$$T_{3'} = T_3 \left(\frac{V_3}{V_{3'}}\right)^{k-1}; p_{3'} = p_3 \left(\frac{V_3}{V_{3'}}\right)^k.$$
 (9)

Величина k при $(V_1-V_{1'})$ или $(V_3-V_{3'})$ принималась постоянной.

Результаты расчета представлены на рис. 5, из которого видно, что двигатель с системой не-

посредственного впрыскивания топлива имеет более высокие значения η_t , чем двигатель с карбюраторной системой питания, во всем диапазоне нагрузок по нагрузочной характеристике.

Выводы

На основании изложенного можно сделать следующие выводы.

- 1. При переходе двигателя с карбюраторной системой питания на систему питания с непосредственным впрыскиванием топлива индикаторный КПД возрастает в 1,48 раза при нагрузке $p_e = 0,29$ МПа. Максимальное значение η_i двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива достигает 44,2 %.
- 2. Для определения термического КПД двигателя с искровым зажиганием предложено учитывать реальное рабочее тело (воздух и остатки продуктов сгорания), что позволяет определить резервы повышения индикаторного КПД и экономичность двигателя.
- 3. Определены значения термического КПД двигателя с карбюраторной системой питания и системой непосредственного впрыскивания топлива по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала n = 3000 мин⁻¹.
- 4. Термический КПД двигателя с искровым зажиганием и непосредственным впрыскиванием топлива на минимальных нагрузках ($\eta_t = 47,1 \%$ при $p_e = 0,1$ МПа) в 1,92 раза выше, чем двигателя с карбюраторной системой питания ($\eta_t = 25 \%$). С повышением нагрузки до $p_e = 0,45$ МПа η_t двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива ($\eta_t = 47 \%$), больше в 1,42 раза по сравнению с η_t двигателя с карбюраторной системой питания ($\eta_t = 34 \%$).
- 5. Результаты исследования показали, что максимальное значение η_t ДВС с непосредственным впрыскиванием топлива составляет 51 % при $p_e = 0,29$ МПа, а значения η_t при этой нагрузке 44,2 %.
- 6. Повышение η_i и η_t двигателя с непосредственным впрыскиванием топлива получено в результате увеличения степени сжатия, исключения потерь топлива при продувке, повышения коэффициента избытка воздуха, снижения коэффициента остаточных газов.

7. Для повышения η_i ДВС с любой системой питания необходимо уменьшить продолжительность процесса сгорания, снизить тепловые потери в процессах сжатия и расширения.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Мелькумов, Т. М. Теория быстроходного двигателя с самовоспламенением [Текст] / Т. М. Мелькумов. — М.: Гос. изд-во оборонной промышленности, 1953. — 407 с.
- 2. Стечкин, Б. С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя [Текст] / Б. С. Стечкин, К. И. Генкин, В. С. Золотаревский, И. В. Скородинский. М.: Изд-во Академии наук СССР, 1960. 199 с.
- 3. Пат. 60614А України, МКІ F02В 17/00. Двигун внутришнього згоряння / В. А. Корогодський, С. В. Обозний (UA). № 2003010308; Заявл. 14.01.2003; Опубл. 15.10.2003 // Річний покажчик за 2003 р. до офіційного бюллетеня "Промислова власність". Ч. І. Т. І. Бюл. № 10. 4 с.
- 4. **Єрощенков, С. А.** Щодо индікаторного ККД двигунів внутрішнього згоряння [Текст] / С. А. Єрощенков, В. А, Корогодський // Тез доп. наук.-техн. конф. каф. акад. та спеціалістів зализнич. трансп. за міжнар. участю (17—19 квітня 2007 р.). Харьків: УкрДАЗТ, 2007. С. 23.
- 5. Ерошенков, С. А. Анализ экономических и экологических показателей двухтактного двигателя ДН-4М с карбюратором и непосредственным впрыском топлива [Текст] / С. А. Ерошенков, В. А. Корогодский, О. В. Василенко // Двигатели внутреннего сгорания. 2007. № 2. С. 70—76.
- Антонов, И. В. Методика экспериментального исследования процессов газообмена в двухтактном двигателе [Текст] / И. В. Антонов // Двигатели внутреннего сгорания. 1997. Вып. 56—57. С. 82—86.
- Рабинович, О. М. Сборник задач по технической термодинамике [Текст] / О. М. Рабинович. М.: Машиностроение, 1969. 374 с.
- 8. **Корогодский, В. А.** Определение показателей сгорания по индикаторным диаграммам двухтактного двигателя с карбюратором и непосредственным впрыском топлива [Текст] / В. А. Корогодский, О. В. Василенко // Вестник Харьковского национального автомобильно-дорожного университета // Сб. науч. трудов / ХНАДУ. Харьков: ХНАДУ. 2007. Вып. 37. С. 60—67.

Ключевые слова: двигатель с искровым зажиганием, термический КПД.

(По материалам всеукраинского журнала "Двигатели внутреннего сгорания", 2008 г., № 1)

Анализ данных об уровне надежности электромеханических преобразователей, входящих в состав легкового автомобиля на послепродажном этапе жизненного цикла, показывает, что у генераторной установки значительная интенсивность отказов.

Генераторная установка является основным источником электроэнергии автомобиля. Она обеспечивает питание потребителей и зарядку аккумуляторной батареи при работающем двигателе внутреннего сгорания.

Составляющим элементом надежности любого технического устройства является качество. Качество изделия формируется на этапе проектирования конструкции и обеспечивается процессом производства.

Известно, что надежность и качество электромеханических преобразователей во многом определяются стабильностью их технических характеристик. От качества работы генераторной установки зависит надежная работа всего электрооборудования автомобиля. Основными техническими характеристиками генератора являются характеристика холостого хода (XXX) и токоскоростная характеристика (TCX).

В современном автомобилестроении наиболее широко распространены трехфазные синхронные генераторы переменного тока с электромагнитным возбуждением, имеющие клювообразный ротор. Кроме того, часто в качестве альтернативы генераторов с электромагнитным возбуждением рассматривают конструкции установок с возбуждением от постоянных магнитов. В данном случае повышаются показатели надежности генератора за счет исключения щеточно-контактного узла, однако при этом возникают проблемы с регулированием напряжения генератора.

Из практики известно, что определяющую роль в формировании стабильности технических характеристик любого электромеханического преобразователя играют погрешности изготовления размерных параметров активной зоны. Размеры активной зоны генераторных установок обеих конструкций насчитывают несколько десятков величин, причем погрешности каждой из них оказывают индивидуальное влияние.

В условиях реального технологического процесса производства всегда требуется обеспечить определенный уро-

Поиск и оценка значимости ключевых параметров активной зоны типовых конструкций генераторной установки

В работе проводятся поиск и оценка значимости влияния главных размеров активной зоны генератора на его технические характеристики.

вень качества изготовляемой продукции, для чего на предприятиях действуют соответствующие системы управления. Для наиболее эффективной организации управления качеством процессы проектирования и производства должны тесно взаимодействовать, базируясь на определенных (на стадии проектирования) и управлении (на стадии производства) ключевых параметрах продукции.

Ключевые параметры — это те размеры активной зоны генератора, погрешности изготовления которых могут оказать наиболее существенное влияние на стабильность технических характеристик генератора. Для определения ключевых параметров типовых конструкций генератора авторами разработаны программы расчета коэффициентов влияния, написанные в среде MathLab. Они осуществляют расчет численных значений коэффициентов для всех размерных параметров, входящих в активную зону. Программы базируются на стандартных методиках расчета генераторных установок [1].

Относительный коэффициент влияния j-го входного параметра на i-й выходной может быть определен по формуле

$$c_{ij} = \frac{\partial f_i(x_1, ..., x_j)}{\partial x_j} \frac{x_j}{f_i(x_i, ..., x_j)},$$

где $f_i x_i$ — выходной параметр; x_i — входной параметр.

Алгоритм программ показан на рис. 1. Ввод численных значений входных размерных параметров осуществляется непосредственно в окно программы. Здесь определяются аналитические зависимости од-

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

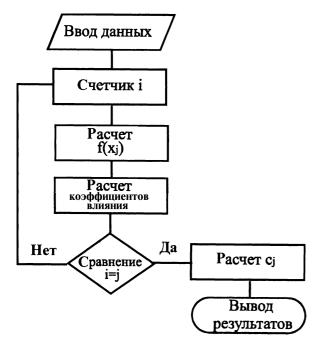


Рис. 1. Алгоритм программы, рассчитывающей коэффициенты влияния

ного или нескольких выходных параметров от группы входных ($f(x_j)$). В цикле проводится дифференцирование полученных зависимостей по каждому рассматриваемому размерному параметру ($df(x_j)$) и определяется выражение для расчета коэффициентов влияния.

Тенденция влияния размерных параметров активной зоны на токоотдачу генератора

Параметр	Изменение параметра	Тенденция
Зазор в стыке (l_{st}) Наружный диаметр ротора (D_p) Диаметр расточки статора (D_i) Внутренний диаметр полюсной системы D_m (наружный диаметр магнита $D_{\rm magn}$)	Увеличение Уменьшение Увеличение "	Уменьшение токооотдачи
Диаметр втулки D_{vl} (внутренний диаметр магнита d_{magn}) Длина втулки l_{vl} (длина магнита l_{magn}) Длина расточки статора (l_i)	Уменьшение Увеличение Уменьшение	
Зазор в стыке (l_{st}) Наружный диаметр ротора (D_p) Диаметр расточки статора (D_i) Внутренний диаметр полюсной системы D_m (наружный диаметр магнита (D_{magn}) Диаметр втулки D_{vt} (внутренний диаметр магнита d_{magn}) Длина втулки l_{vt} (длина магнита l_{magn}) Длина расточки статора (l_i)	" Увеличение Уменьшение " Увеличение Уменьшение Уменьшение	Увеличение токоотдачи

После расчета коэффициентов влияния выбираются параметры, имеющие наибольшее численное значение, т. е. формируются группы ключевых параметров для генераторов рассматриваемых конструкций.

Группа входных размерных параметров, которые определяют формирование XXX и TCX генератора с электромагнитным возбуждением: наружный диаметр ротора, внутренний диаметр расточки статора, длина пакета статора, внутренний диаметр полюсной системы, длина втулки, диаметр втулки, зазор в стыке.

Группа входных размерных параметров, которые определяют формирование XXX и TCX генератора с возбуждением от постоянных магнитов: наружный диаметр ротора, внутренний диаметр расточки статора, длина пакета статора, наружный диаметр магнита, длина магнита, внутренний диаметр магнита, зазор в стыке.

В таблице указаны тенденции влияния выделенной группы размерных параметров на токоотдачу генераторов в расчетном режиме работы.

В массовом производстве распределение характеристик генератора в границах разброса подчиняется определенным статистическим законам. Определение закономерностей изменения рабочих характеристик генератора в зависимости от размерных параметров позволяет проводить вычислительные эксперименты, результаты которых с высокой степенью достовернос-

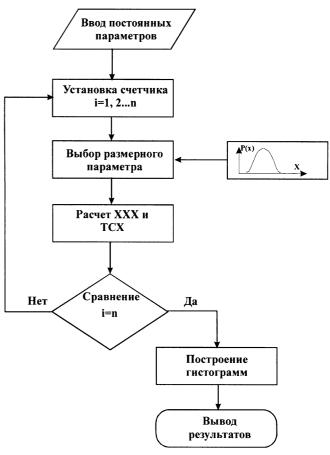


Рис. 2. Алгоритм программы расчетно-статистического эксперимента

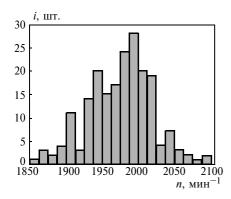


Рис. 3. Гистограмма распределения частоты вращения ротора генератора с электромагнитным возбуждением в рабочем режиме при требуемой токоотдаче

ти описывают реальные технологические процессы производства.

При этом появляется возможность для своевременных корректирующих действий при выявлении просчетов в процессе проектирования или постановки изделия в производство. Кроме того, оперативный анализ результатов статистического вычислительного эксперимента способен наглядно продемонстрировать существенное влияние главных размеров активной части на формирование электромагнитных характеристик генератора.

Программы, осуществляющие расчетностатистический эксперимент по методу Монте-Карло, обобщенный алгоритм которых представлен на рис. 2, проводят расчет по оценке стабильности рабочих характеристик партии генераторов рассматриваемых конструкций объемом 200 шт., отобранных случайным образом. При этом, как и в реальном технологическом процессе, изменение размерных параметров подчиняется нормальному закону распределения [3]. Выборка значения входного размерного параметра осуществляется с помощью генератора случайных чисел.

После расчета рабочих характеристик строят гистограммы, где рассмотренная партия электрических машин разбивается на группы, которые обладают примерно одинаковыми характеристиками. По оси абсцисс отражается разброс входного или выходного параметра, по оси ординат — частота появления рассматриваемого события (i).

В результате расчетно-статистического эксперимента установлено, что особенно широкие разбросы рабочих характеристик образуются в результате погрешностей изготовления диаметра расточки статора и наружного диаметра ротора. Это подтверждает выдвинутое на этапе расчета коэффициентов влияния предположение о наиболее существенном влиянии разбросов этих параметров на техни-

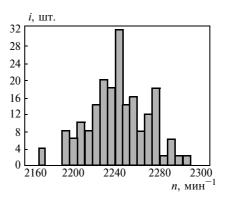


Рис. 4. Гистограмма распределения частоты вращения ротора генератора с возбуждением от постоянных магнитов в расчетном режиме при требуемой токоотдаче

ческие характеристики генератора. Гистограмма распределения частоты вращения ротора при заданной токоотдаче для генератора с электромагнитным возбуждением представлена на рис. 3, для генератора с возбуждением от постоянных магнитов — на рис. 4.

Распределение технических характеристик генераторов подчиняется нормальному закону. Максимальный разброс частоты вращения генераторов в расчетном режиме при требуемой токоотдаче достигает 12 %.

Полученные результаты подчеркивают актуальность проблемы обеспечения стабильности и качества технических характеристик генераторов в зависимости от технологических погрешностей изготовления. Они могут быть использованы для более обоснованного назначения геометрических полей допусков для выделенных групп размерных параметров рассматриваемых конструкций генераторов. Кроме того, обеспечение взаимосвязи между процессами проектирования и производства на базе ключевых параметров будет способствовать повышению управляемости производства, а следовательно, и качества изготовления различных конструкций генераторных установок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. **Балагуров, В. А.** Проектирование специальных электрических машин переменного тока [Текст] / В. А. Балагуров. М., 1982. 272 с.
- Годлевский, В. Е. Применение статистических методов в автомобилестроении [Текст] / В. Е. Годлевский, А. Н. Плотников, Г. Л. Юнак. Самара, 2003. 196 с.
- Шиндовский, Э. Статистические методы управления качеством [Текст] / Э. Шиндовский, О. Шюрц. М., 1976. 600 с.

Ключевые слова: генераторная установка, ключевые параметры, коэффициенты влияния.

Б. М. Солоницын, инж., заслуж. технолог РФ, **В. В. Клеников,** д-р техн. наук, проф.

Усилия резания при шевинговании цилиндрических зубчатых колес

Рассматривается зависимость сил резания при шевинговании зубчатых колес от продольной радиальной подачи.

При шевинговании оптимизация направления и сил резания позволяет рационально распределить нагрузки на режущие кромки шевера и повысить качество обработки и стойкость инструмента.

Исследования сил резания при шевинговании проводились на стандартном оборудовании стандартными дисковыми шеверами при перекрещивании их осей с осями колеса. Шеверы были выполнены диаметром 172, 184 и 240 мм, шириной 26 мм, зубчатые колеса — из стали 12X2H4A с модулем 1,5, 3 и 5 мм.

Как видно из рис. 1, осевая составляющая силы резания $P_{\rm oc}$ (H) от радиальной подачи S (мм/дв. ход) при шевинговании зубчатых колес с модулем 3 мм и числом зубьев 38 с продольной подачей 0.03 мм/об и числом оборотов шевера 174 мин $^{-1}$ имеет прямую зависимость от подачи S.

При шевинговании зубчатых колес с разными модулями и числом зубьев наблюдалась такая же прямая зависимость осевой составляющей силы резания от радиальной подачи.

При увеличении радиальной подачи с 0,3 до 0,6 мм/ход сила P_y возрастает с 1600 до 2800 H, а сила P_z только до 1600 H.

При увеличении продольной подачи с 0,3 до 1,2 мм/об сила P_y возрастает примерно на 50 %, а P_z на 100 %.

Зависимость составляющих сил резания $P(P_z, P_y, P_x)$ от радиальной подачи S представлена на рис. 2.

Если число оборотов шевера увеличивается с 87 до 174 мин $^{-1}$, то силы P_y , P_z и P_x возрастают соответственно на 20, 30 и 60 %.

При увеличении числа зубьев колеса в 3 раза (при одном модуле) силы резания возрастают на 50 %.

Следует отметить, что составляющая сила резания P_x исследуемых колес не превышала 500 H (влияние модуля можно считать незначительным).

Приближенно соотношение составляющих сил резания при шевинговании цилиндрических зубчатых колес острозаточенным шевером можно представить следующим образом: при продольной подаче 0,03 и 0,06 мм/об соответственно $P_x = 0,5P_y$, $P_x = 0,45P_y$ и $P_x = 0,35P_y$, $P_z = 0,5P_y$.

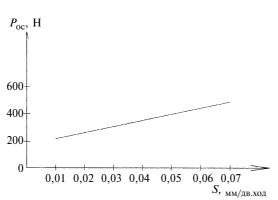


Рис. 1. Зависимость осевой составляющей силы резания $P_{\rm oc}$ от радиальной подачи S

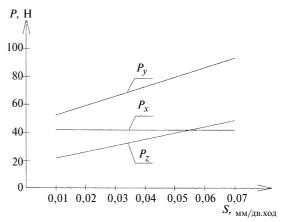


Рис. 2. Зависимость составляющих сил резания от радиальной подачи

При этом потери на холостом ходу составляли 70 % потребляемой мощности.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Машиностроение. Энциклопедия. Раздел IV Расчет и конструирование машин. Т. IV Металлорежущее оборудование [Текст]. М.: Машиностроение, 1999, 893 с.
- Калашников, С. Н. Шевингование зубчатых колес [Текст] / С. Н. Калашников, А. С. Калашников. — М.: Высшая школа, 1985. — 273 с.
- 3. **Борискин, О. Н.** Методология оптимизации инструмента [Текст] / О. Н. Борискин. Тула: ТулГУ, 2001. 190 с.

- Клепиков, В. В. Качество изделий [Текст] / В. В. Клепиков, В. В. Порошин, В. А. Голов. — М.: МГИУ, 2005. — 248 с.
- Орлов, П. Н. Технологическое обеспечение качества деталей [Текст] / П. Н. Орлов. — М.: Машиностроение, 1988. — 384 с.
- Качество машин. Справочник. [Текст] / Под ред. А. Г. Суслова. М.: Машиностроение, 1995. Т. 1 256 с., Т. 2 430 с.

Ключевые слова: усилия резания, шевингование, зубчатые колеса.

КАМАЗы в комплексе: экономичнее, дешевле, надежнее

В Торгово-финансовой компании "КАМАЗ" состоялась презентация транспортного комплекса, состоящего из седельного тягача КАМАЗ-65221 и шести моделей полуприцепов, предназначенных для перевозки различных грузов.

Полноприводный седельный тягач КАМАЗ-65221 (6 × 6) отличается повышенной проходимостью, что позволяет использовать автомобиль и в тяжелых дорожных условиях. Этому способствуют односкатная ошиновка и дисковые колеса большего, чем на других серийных моделях, размера. Тягач полной массой 27 т и допустимой нагрузкой на седельно-сцепное устройство до 17 тс оснащается дизелем КАМАЗ-740.50-360 (Евро-3) с турбонаддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха мощностью 360 л. с. Устанавливаются также коробка передач ZF 16 и ряд других автокомпонентов ведущих мировых производителей.

На суд потребителей были представлены новейшие модели полуприцепов, разработанных партнером "КАМАЗа" — ОАО "Новосибирский авторемонтный завод". Предприятие имеет 40-летний опыт капитального ремонта автомобилей и изготовления прицепной техники для строительной индустрии и других отраслей экономики.

Один из наиболее интересных экспонатов на презентации — **бортовой полуприцеп-сортиментовоз 981311-02**. Он предназначен для перевозки грузов массой до 40 т по бездорожью Севера и Сибири. Полуприцеп длиной 14 м, шириной 2,5 м с двухуровневым металлическим полом имеет раздвижные коники и оборудован съемными бортами. Это делает полуприцеп универсальным транспортным средством, позволяющим перевозить, наряду с обычными, и негабаритные грузы (например строительные плиты), а также — значительные объемы древесины. Увеличивают возможности прицепа и снимающиеся навесные борта. Выдвигающиеся на специальных кронштейнах габаритные фонари обеспечивают соблюдение правил перевозки. Следует отметить, что полуприцеп имеет специальные корзины под запасные колеса, оборудован роликами и погрузочной лебедкой. Балансироустановленные оси на плавающих рессорах, укрепленные на регулируемых реактивных штангах, обеспечивают плавность хода прицепа при любой степени загрузки.

Безусловно, нелишним для предприятий строительной индустрии станет **полуприцеп-самосвал 951030-01**, предназначенный для перевозки сыпучих грузов массой до 40 т. Самосвал представляет собой сварную металлоконструкцию с использованием низколегированных сталей. Прицеп оборудован тентовым укрытием для груза, а также удобной лестницей. Увеличенный объем кузова дает возможность транспортировки груза с низкой плотностью (уголь, керамзит, зерно). В конструкции прицепа используются комплектующие производства ведущих мировых компаний: Penta (гидроцилиндр), Jost (опорная нога) и ВРW (рессоры). Использование европейских компонентов позволяет гарантировать высочайшее качество транспортного средства.

Достойное место в ряду специальной техники занимает и **тентовый полуприцеп 9718HA-01**, предназначенный для транспортировки грузов с укрытием от атмосферных осадков. Жесткая передняя стенка и задние двери, а также разборные боковые стенки и крыша в сочетании с откидными бортами позволяют вести боковую погрузку-разгрузку вильчатым погрузчиком или погрузку-разгрузку через крышу при помощи крана. Задние распашные ворота в сочетании с толстым (40 мм) фанерным полом дают возможность загрузки при помощи двухтонного погрузчика. Все это делает тентовый полуприцеп универсальным транспортным средством.

Кроме того, на суд потребителей представлен полуприцеп-цистерна для перевозки светлых и темных нефтепродуктов **ППЦ-96226-03** объемом до 40 м³. Цистерна отличается высоким качеством изготовления, экономичностью в эксплуатации, а также высокой надежностью в сложных дорожных и природных условиях.

Транспортные комплексы представляют собой вид эксплуатации одного автомобиля-тягача в сочетании с полуприцепами различного назначения. Среди преимуществ их эксплуатации организаторы презентации назвали меньшие затраты на приобретение, техническое обслуживание и ремонт; сокращение количества водителей и слесарей-ремонтников; снижение расходов на ГСМ, а также уменьшение налоговых отчислений (транспортный налог, налог на прибыль, налог на имущество и т. д.).

Разработаны еще две модели полуприцепов, которые вместе с продемонстрированными на этой презентации составляют универсальный транспортный комплекс, способный удовлетворить все запросы крупных автотранспортных предприятий, занятых перевозками различных грузов. Это позволяет им формировать свой автопарк на базе одной отечественной модели, резко сокращая тем самым эксплуатационные расходы.

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

УДК 621.436 А. М. Левтеров, канд. техн. наук, Л. Л. Левтерова, Н. Ю. Гладкова,

Исследование характеристик двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензоэтанольных топливных композициях

Альтернативные топлива спиртового ряда могут использоваться в основном в двигателях с искровым зажиганием. Использование топлив с новыми свойствами требует дополнительного исследования характеристик двигателя, оптимизации основных показателей его рабочего цикла. Предлагается анализ расчетных исследований характеристик быстроходного автомобильного двигателя внутреннего сгорания типа АЧ 79/80, работающего на бензоэтанольных воздушных смесях, в широком диапазоне изменения его входных и выходных параметров. Представлены основные показатели качественного сравнения характеристик двигателя для различных топливных композиций.

Растущий интерес к использованию и производству альтернативных видов топлива (спиртов, эфиров, биогаза) ставит ряд задач перед их производителями и потребителями. Топлива из спиртового ряда сейчас могут использоваться в основном в двигателях с искровым зажиганием. Поэтому оптимизация их рабочего цикла является весьма актуальной, а многообразие альтернативных энергоносителей выдвигает задачу прогнозирования характеристик двигателя внутреннего сгорания (ДВС), использующего новые топлива. Обеспечение масштабности исследований, сокращения временного фактора и ко-

личества стендовых испытаний возможно с помощью математического моделирования.

Из многообразия математических моделей рабочих процессов ДВС, которое объясняется разноплановостью целей моделирования [1], для поставленной задачи анализа достаточно выбрать квазимерную термодинамическую модель. Она позволяет получить основные выходные характеристики двигателя и состав продуктов сгорания в отработавших газах, дать представления о качестве и экономичности рабочего цикла в формализованном виде для топлив различного состава. Для расчетов использовалась модель, разработанная в ИПМаш НАН Украины [2, 3]. Базой расчетной модели рабочего цикла служит двухзонное математическое моделирование процесса сгорания с учетом пониженной стехиометрии, диссоциации продуктов сгорания, эмиссии монооксида азота на основе кинетики химических реакций. Двухзонная модель процесса сгорания построена на основе гипотезы абсолютного несмешения веществ зоны свежего заряда и зоны продуктов сгорания, масса которых задается по одному из известных эмпирических и полуэмпирических законов выгорания топливовоздушной смеси, таких как зависимость И. И. Вибе или предложенная в работе [4]. В обеих зонах предполагается присутствие идеального газа, однородность давления и отсутствие пространственного градиента температур. Основой термодинамического анализа служат уравнения сохранения энергии и массы для обеих зон. Термодинамическая система при таких допущениях разрешима относительно температуры свежего заряда T_1 , температуры процесса сгорания T_2 и давления в цилиндре двигателя р. Алгоритм двухзонной модели сгорания $((u, s, v, \chi, g_1, g_2) \rightarrow (T_1, T_2, p),$ где u удельная внутренняя энергия; *s* удельная энтропия; у — удельный объем; у — доля выгоревшего топлива в соответствии с законом выгорания; g_1 вектор состава свежего заряда; g_2 — вектор состава продуктов сгорания) реализуется специальной программой. Величины *и* и *s* определяются интегрированием дифференциальных уравнений I и II законов термодинамики; величина v известна на каждом шаге интегрирования как функция угла поворота коленчатого вала двигателя, надпоршневого пространства и массы рабочего вещества. Для определения теплофизических свойств составляющих компонентов топлива и продуктов сгорания используются полиномиальные зависимости. Кроме того, модель сгорания дополнена комбинацией системы уравнений, определяющих равновесный состав продуктов сгорания (N, O, $H, N_1, O_2, H_2, OH, CO, CO_2$), образующихся в результате шести равновесных обратимых реакций, и кинетикой образования монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича [5].

Пакет специальных подпрограмм [3] позволяет выполнять быстрый расчет рабочего цикла двигателя с большим диапазоном изменения входных параметров и получением на выходе показателей экономичности, токсичности, значений максимальной температуры и давления в цилиндре двигателя, прочих сопутствующих показателей.

Адекватность используемой для численных исследований методики моделирования проверялась на быстроходном автомобильном двигателе типа 4Ч 79/80, работающем на бензине и на смеси бензина с 10 %-ной добавкой этанола на режиме максимального крутящего момента. Разница расчетных и экспериментальных данных 3—4 %.

Хорошо известно, что на показатели двигателя решающее влияние оказывают соотношение топлива и воздуха (коэффициент избытка воздуха α), установка момента зажигания, угол опережения зажигания у, степень сжатия є, нагрузка, конструктивные параметры двигателя и параметры окружающей среды. Взаимное влияние этих параметров, нестационарность рабочих процессов двигателя объясняют сложность достижения оптимальной его работы. Хорошие экономические показатели (малый удельный расход топлива д и высокий КПД η) обеспечиваются большой скоростью сгорания топливовоздушной смеси и характером тепловыделения, оптимально согласованным с ходом поршня. В свою очередь, максимальная скорость сгорания связана с составом рабочей смеси и организацией процесса сгорания. Считается, что максимальное тепловыделение должно наступать приблизительно через 5—10° угла поворота коленчатого вала двигателя после ВМТ [6]. Благодаря максимальной скорости сгорания

максимальный крутящий момент и более равномерная работа двигателя позволяют получить богатые смеси, что, однако, сопровождается увеличением концентраций оксида углерода СО, углеводородов СН в отработавших газах и повышенным удельным расходом топлива. Сгорание обедненных смесей на режимах частичной нагрузки обеспечивает топливную экономичность, но расширение пределов обеднения связано с увеличением эмиссии монооксидов азота и дополнительными требованиями, обеспечивающими снижение этой эмиссии [6, 7]. Непосредственное влияние на качество процесса сгорания оказывает степень сжатия. Рост этого показателя благотворно сказывается на топливной экономичности.

С учетом изложенного выше были выбраны параметры двигателя, изменение которых в заданных пределах позволило определить характер их качественного влияния на экономичность и токсические показатели двигателя, работающего на бензоэтанольных воздушных смесях. Исследованию подвергались бензоэтанольные топливные композиции с содержанием этанола $G_{\mathfrak{P}}$ в массе рабочей смеси G_{Σ} от 0 до 100 % с дискретностью 10 %. Изменение коэффициента избытка воздуха задавалось на интервале $0.8 \le \alpha \le 1.9$ с дискретностью 0,025; угла опережения зажигания на интервале $40^{\circ} \le \psi \le 10^{\circ}$ до BMT с дискретностью 2° угла поворота коленчатого вала двигателя; степени сжатия — на интервале $8 ≤ \epsilon$ 12 с дискретностью 0,5 по всем видам топлива заданного состава. Расчетные исследования проводились на режиме максимального крутящего момента ($n = 3000 \text{ мин}^{-1}$). Кроме того, для значений частоты вращения коленчатого вала в интервал $2000 \le n \le 5500$ и изменений нагрузки от 0 до 100 % получены внешние скоростные и нагрузочные характеристики двигателя, работающего на чистом бензине и на бензоэтаноле с 30 % добавкой этанола. При использовании топлива такого состава (и с меньшим содержанием этанола) не требуется конструктивных изменений бензинового базового двигателя.

Основным результатом проведенного численного моделирования являются графики в координатах x—y, свидетельствующие о качественном влиянии управляющего воздействия (α , ψ , ϵ , n, нагрузка) на выходные характеристики рабочего цикла двигателя— средние индикаторные показатели, эмиссию составляющих отработавших газов. Количественное описание подобных

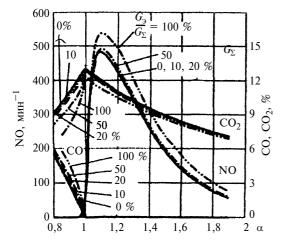


Рис. 1. Показатели токсичности двигателя

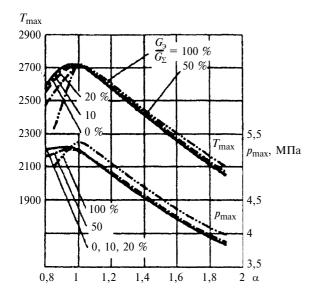


Рис. 2. Максимальные показатели цикла

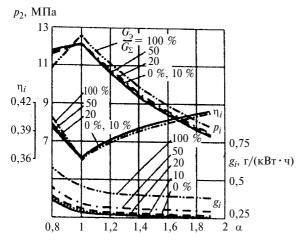


Рис. 3. Экономичные показатели двигателя

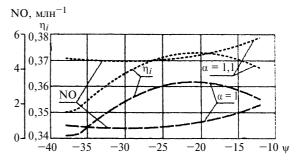


Рис. 4. Выбор оптимального угла опережения зажигания

влияний возможно только с помощью многомерных моделей, использование которых крайне дорого и обременительно в плане подготовки и проведения расчетов, да и целесообразность таких расчетов оправдывается, как правило, только в случае проектирования новых двигателей.

На рис. 1-3 показаны полученные расчетным путем зависимости от коэффициента избытка воздуха максимальной температуры $T_{\rm max}$, среднего индикаторного давления p_i , индикаторного КПД η_i , удельного расхода топлива g_i , основные составляющие выпуск газов (NO, CO, CO₂) для всех исследуемых смесевых топлив при фиксированных значениях степени сжатия и угла опережения зажигания. Их выбор определяется конструкцией двигателя (степень сжатия) и компромиссом между эмиссией монооксида азота и экономичностью (η_i).

Характер зависимости КПД (η_i) и эмиссии оксида азота NO от угла опережения зажигания (рис. 4) отражает свойственную ДВС многокритериальность при выборе оптимального параметра. На рис. 4 видна оптимальная область угла опережения зажигания, отвечающая поиску компромисса. Подобная картина характерна для всех исследуемых бензоэтанольных смесей.

Внешняя скоростная характеристика двигателя по всем заявленным отношениям (G_3/G_Σ) представлена на рис. 5. График сравнения нагрузочных характеристик (рис. 6) отвечает расчетным данным, полученным

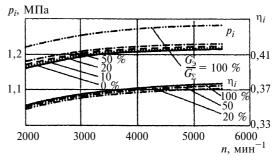


Рис. 5. Внешняя скоростная характеристика двигателя

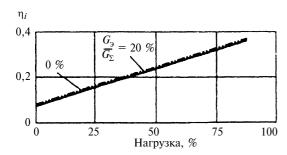


Рис. 6. Нагрузочная характеристика двигателя

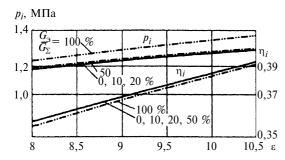


Рис. 7. Влияние степени сжатия на показатели экономичности

для чистого бензина и 30 %-ной бензоэтанольной смеси. Такая добавка этанола практически не изменяет показателей двигателя: разница значений p_i в расчетных точках составляет около 2000 Π a, а разница значений η_i — тысячные доли.

Анализ полученных результатов расчета теоретического цикла двигателя свидетельствует о небольшом росте в отработавших газах монооксида азота и оксида углерода, который пропорционален увеличению в топливе содержания этанола. Интегральные значения монооксида азота достигают максимума при $\alpha=1,1$, образование их увеличивается с повышением видимого угла продолжительности сгорания, расширение которого на $10\,\%$ дает увеличение NO на $2-3\,\%$.

Увеличение NO на $10-15\,\%$ для смесевых топлив на основе легких спиртов отмечается в работе [8]. Правда, в публикации [9] приводятся выводы противоположного характера: для метанольно-топливных композиций с содержанием метанола до 30 % отмечается уменьшение NO в отработавших газах от $10-44\,\%$ до $65-75\,\%$ в зависимости от частоты вращения коленчатого вала двигателя. В обоих случаях ссылаются на одну методику

расчета процесса сгорания, разработанную в ПЛТД МАДИ.

Содержание этанола в топливовоздушной смеси стимулирует некоторый рост показателей процесса сгорания, а увеличение степени сжатия положительно сказывается на показателях экономичности (рис. 7). Эта тенденция сохраняется на всех исследуемых режимах работы двигателя.

Максимальные значения расчетного КПД цикла и среднего индикаторного давления остаются на уровне показателей традиционного топлива. Несколько нетрадиционный вид зависимости $v_i = f(\alpha)$ при $\alpha \le 1$, с точки зрения авторов, можно объяснить тем, что обогащение горючей смеси до определенных пределов ведет к увеличению скорости и температуры сгорания. Это подтверждается решением большого количества задач химической кинетики горения при различных значениях коэффициента избытка воздуха в соответствии со схемой реакций горения легких углеводородов В. Я. Басевича, дополненной реакциями распада тяжелых углеводородов и окисления азота в воздухе. Скорость выделения теплоты за счет химических реакций возрастает с уменьшением а и приближается к наибольшей, начиная с $\alpha \approx 0.9 - 0.85$ [8]. Сгорание обогащенной смеси протекает быстрее, а следовательно, и эффективнее, что обеспечивает лучшие мощностные показатели работы двигателя [10]. Кроме того, при $\alpha < 1$ образование NO фактически отсутствует (достоверность расчета монооксида азота в соответствии с механизмом Зельдовича признана и используется в пропрограммных комплексах моделирования ДВС ведущих моторостроительных фирм), и можно предположить, что кислород воздуха идет в этом случае на окисление углеводородов и так называемое недогорание топлива объясняется сугубо организацией рабочего цикла двигателя на богатых смесях.

Заключение

Таким образом, расчетные исследования позволяют сделать вывод, что работа быстроходного двигателя на бензоэтанольных воздушных смесях не вызывает значительных изменений его мощности, экономических и токсических показателей. Это особенно характерно для смесей с содержанием этанола, не превышающим 20 %, а именно такая добавка не требует конструктивных изменений двигателя. Скорость протекания процесса сгорания определяется быстротой нагрева и

испарения топлива, склонностью топлива к образованию активных центров. Бензоэтанольные смеси характеризуются более низким по сравнению с бензином цетановым числом и соответственно более высоким значением энергии активации окисления топлива. Это предопределяет особое внимание к организации процесса сгорания с целью обеспечения показателей рабочего цикла двигателя при использовании бензоэтанольных смесей, не уступающих аналогичным показателям цикла на бензине. Уточненную оценку использования добавок этанола к традиционному топливу можно будет сделать после серии стендовых испытаний, учитывающих и приведенные расчетные исследования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Левтеров, А. М. Выбор модели рабочего процесса ДВС, работающего на топливах растительного происхождения [Текст] /А. М. Левтеров, Л. И. Левтерова // Вестник Национального технического университета "ХПИ". 2006. № 26. С. 13—118.
- 2. **Куценко, А. С.** Прогнозирование технико-экологических характеристик ДВС на водородосодержащих топливных смесях [Текст] / А. С. Куценко, Л. И. Левтерова // Проблемы машиностроения. 1992. Вып. 38. С. 86—89.
- Куценко, А. С. Моделирование рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания на ЭВМ [Текст] / А. С. Куценко. К.: Наук. думка, 1988. 100 с.
- 4. **Blumberg, P.** Combust [Tekct] / P. Blumverg, J. T. Kumer // Sci. Technol. 1971. N 4. P. 73—96.
- Зельдович, Я. Б. Окисление азота при горении [Текст] / Я. Б. Зельдович, П. Я. Садовников, Д. И. Франк-Каменецкий. М.: Изд. АН СССР, 1947. 145 с.

- BOSCH. Автомобильный справочник: Пер. с англ. 1-е изд. — М.: ЗАО "ЮЖИ" За рулем, 2002. — 895 с.
- 7. Чесноков, С. А. Моделирование динамики поверхности горения на основе химической кинетики реакций неоднородной бензовоздушной смеси [Текст] / С. А. Чесноков, И. В. Кузьмин, С. С. Соколова // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. Владимир, 2003. С. 186—189.
- 8. **Матиевский, Д. Д.** Применение смесевых спиртовых топлив в дизелях автотракторного типа [Текст] / Д. Д. Матиевский, С. П. Куманаков / http://doi.org/10.1008/books/Files/Vestn2000 02/11/11/htm
- 9. **Лиханов, В. А.** Особенности процесса сгорания метанолотопливной эмульсии в тракторном дизеле [Текст] В. А. Лиханов, С. А. Плотников // Двигателестроение. 1996. № 1. С. 26—28.
- Карасев, В. А. Влияние массового отношения топлив на динамику сгорания в двигателе с двухстадийным, послойным сгоранием [Текст] // В. А. Карасев, О. В. Смирнов // Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы IX Междунар. науч.-практ. конф. Владимир, 2003. С. 200—203.

Ключевые слова: двигатель с искровым зажиганием, бензоэтанольная смесь, входные и выходные параметры.

(По материалам всеукраинского журнала "Двигатели внутреннего сгорания", 2008, № 1)



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

ISBN 978-5-217-03388-1

Цена с НДС 264 руб.

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

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

Гриф Минобрнауки

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу (499) 269-48-97; по e-mail.: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение".

Справки по тел. (499) 269-66-00.

Наибольший экологический вред от выбросов вредных веществ, образующихся в камере сгорания дизеля, приходится на оксиды азота NO@x, основную часть массы которых составляет монооксид азота NO. В зависимости от процессов, приводящих к образованию NO, выделяют следующие механизмы:

термический;

быстрый;

 N_2O ;

топливный.

Образование NO по *термическому* механизму происходит в зоне продуктов сгорания при высокой температуре в результате окисления атмосферного азота свободным кислородом.

Быстрые NO образуются непосредственно в зоне горения углеводородных топлив в результате связывания молекул азота углеводородными радикалами.

Формирование NO *по механизму* N_2O происходит через предварительное образование закиси азота N_2O .

Топливные NO образуются в процессе горения в результате частичного окисления азотсодержащих соединений топлива. В дизельном топливе этих компонентов крайне мало (не более 0,007-0,01~%), и они не оказывают существенного влияния на процесс образования NO [1]. В расчетной части данный механизм не рассматривался, поскольку его значимостью можно пренебречь.

В условиях, характерных для образования оксидов азота в камере сгорания современного дизеля ($\alpha \sim 1$, T = 2400 - 2800 K, $\phi = 2 - 4 \text{ MC} [\phi \approx 10 - 25^{\circ}]$ по углу поворота коленчатого вала при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$]), основная масса NO формируется по термическому механизму Зельдовича [2]. Поэтому при разработке рабочих процессов перспективных дизелей стремятся уменьшить максимальную температуру в зоне продуктов сгорания. Это может привести к увеличению вклада других механизмов образования NO, поскольку воздействие температуры на них может быть не столь значимым.

Исследование механизмов образования оксидов азота в условиях камеры сгорания дизеля

Рассмотрены механизмы образования и методика расчетов оксидов азота в камере сгорания дизеля. Проведены расчеты и дан анализ образования монооксида и диоксида азота при низких и высоких значениях коэффициента избытка воздуха в зависимости от температуры цикла.

Для оценки вклада быстрого и N_2O механизмов образования NO в условиях камеры сгорания перспективного двигателя необходимо проведение детального анализа.

Образование NO по термическому механизму

Образование оксидов азота по термическому механизму происходит за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания по цепному механизму Зельдовича [2]:

$$O + N_2 = NO + N; (1)$$

$$N + O_2 = NO + O. (2)$$

Иногда добавляют еще одну реакцию:

$$N + OH = NO + H. \tag{3}$$

Определяющей является реакция (1), скорость которой зависит от концентрации атомарного кислорода. Для ее осуществления необходимы значительные энергетические затраты ($E=314~\rm кДж/моль$). Помимо этого, необходима энергия для образования атомарного кислорода ($E=494/2~\rm кДж/моль$):

$$O_2 + M = O + O + M.$$
 (4)

УДК 621.43 В. А. Звонов, д-р техн. наук, М. П. Гиринович, канд. техн. наук



Высокий энергетический уровень этих реакций и объясняет сильную зависимость термического механизма образования NO от температуры.

При проведении расчетов образования NO в камере сгорания ДВС по термическому механизму концентрации атомарного азота и кислорода определяются из условий равновесия основных компонентов продуктов сгорания, так как скорость окисления N_2 по данному механизму значительно меньше скорости сгорания углеводородного топлива [2].

Быстрый механизм образования NO

Впервые гипотезу об активном участии углеводородных радикалов в процессе образования NO высказал Фенимор [3]. Им была предложена схема связывания молекулы азота радикалами CH и CH₂:

$$CH + N_2 = HCN + N; (5)$$

$$CH + N_2 = CN + NH; (6)$$

$$CH_2 + N_2 = HCN + NH. (7)$$

Энергетические затраты, необходимые для осуществления реакций (5)—(7), малы, поэтому взаимодействие по ним может осуществляться даже при низкой температуре.

Далее образовавшиеся азотные соединения быстро окисляются до NO: N, взаимодействуя с OH по реакции (3), образует оксид азота, а HCN превращается в NO через промежуточное образование азотсодержащих соединений CN, NCO, NH [4].

Образование NO по быстрому механизму происходит значительно быстрее, чем по термическому, поэтому при рассмотрении процесса окисления N_2 по данному механизму нельзя пренебрегать влиянием сверхравновесных концентраций продуктов сгорания. Для проведения расчетов необходимо использование кинетической схемы, описывающей процессы сгорания углеводородного топлива и формирования NO по быстрому механизму.

Образование NO по механизму N_2O

Быстрое образование NO не всегда обусловлено взаимодействием N_2 с углеводородными радикалами. Увеличение скорости формирования NO было обнаружено в бедном и умеренно богатом водородовоздушном пламени (b=0.9+1.4) при $T\approx 2000$ K [5].

Для описания этого процесса был предложен механизм N_2O , который заключается в первоначальном образовании закиси азота N_2O [5]:

$$N_2 + O + M = N_2O + M;$$
 (8)

$$N_2 + O_2 = N_2O + O;$$
 (9)

$$N_2 + HO_2 = N_2O + OH,$$
 (10)

который далее окисляется до NO:

$$N_2O + O = NO + NO.$$
 (11)

Методика проведения расчетов

Описание кинетики горения дизельного топлива связано с существенными затруднениями. Поэтому при построении детального кинетического механизма (ДКМ) сгорания используется общепринятый подход, применяемый при описании развитого горения сложных углеводородов. Он заключается в двухфазном представлении процесса сгорания:

- 1) первая фаза очень быстрый распад молекулы сложного углеводорода на радикалы и молекулы, число атомов углерода в которых не превышает двух-трех;
- 2) вторая фаза основной процесс сгорания, который описывается на основе наиболее полно и достоверно изученного ДКМ сгорания простейшего углеводорода метана CH_4 .

Исходя из этого, для проведения предварительных исследований образования оксидов азота был использован ДКМ сгорания метана CH_4 . Кинетическая схема образования NO при сгорании метана, построенная на основе кинетической схемы B.Я. Басевича, была заимствована из работ отечественных ученых M.В. Бочкова и J.А. Ловачева [6]. Она состоит из 196 реакций и определяет концентрации 33 компонентов: CH_4 , C_2H , C_2H_2 , C_2H_3 , $C_2H_3O_2$, C_2H_4 , C_2H_5 , C_2H_6 , CH, CH_2 , CH_3 , CH_3O , CH_2O , CHO, CO, CO_2 , H, H_2 , H_2O , H_2O_2 , HO_2 , O, O_2 , N_2 , N, NO, NO_2 , N_2O , HNO, NH, HCN, CN на каждом временном шаге.

Вычисление количества оксидов азота, образовавшихся по быстрому и N_2O механизмам, определялось по результатам реакций распада атмосферного азота N_2 по соответствующим направлениям, так как разделить полностью всю цепочку химических реакций отдельных механизмов достаточно сложно в силу их взаимодействия. Такой подход оправдывается тем, что разложение молекулы N_2 является наиболее сложным процессом и ключевым для всех механизмов. Вклад механизмов образования оксидов азота определялся как соотношение количества N_2 , распавшегося по

включенным в данный механизм реакциям, к общему количеству разложившегося N_2 .

Для сопоставления результатов расчетов образования NO, выполненных по ДКМ, также проводились расчеты по двухзонной модели В. А. Звонова [3], в основу которой положена теория термического механизма Зельдовича. Равновесные концентрации О и N определялись исходя из условия равновесия 18 компонентов продуктов сгорания: CH_4 , C, CO, CO_2 , H, H_2 , H_2O , O, O_2 , O_3 , ON, O_2 , O, O_3 , ON, O_3 , ON, O_4 , ON, ON,

Для проведения анализа значимости механизмов образования оксидов азота в камере сгорания перспективного дизеля диапазон параметров α и T, характерных для условий формирования NO в цилиндре современного дизеля $(b \sim 1, T = 2400 - 2800 K)$, был расширен до b = 0.8 - 1.6 и T = 1800—2800 К. Этот диапазон параметров характеризует условия в цилиндре дизеля при различной организации процесса сгорания. Ввиду слабого влияния давления на процесс образования NO данный фактор был исключен из анализа. Все расчеты проводились при постоянном p = 10 МПа. Расчетный интервал времени $\tau = 4$ мс ($\phi \approx 24^{\circ}$ угла поворота коленчатого вала при $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$) — типичное время образования оксидов азота в транспортных дизелях.

Для удобства анализа воздействия α и T на процесс образования NO эти параметры принимались постоянными во времени для каждого расчета.

Результаты расчетов

Результаты расчетов, полученных при использовании ДКМ и модели Звонова, в которой NO рассчитывается исходя из предположения о равновесном составе продуктов сгорания, представлены на рис. 1 (b = 1, T = 2600 K).

Видно, что по мере приближения к равновесию концентрации NO, полученные двумя методами, сходятся. Было получено также совпадение концентраций остальных компонентов продуктов сгорания (O, OH, H и т. д.), равновесие которых достигается раньше, что еще раз подтверждает правильность построения ДКМ и достоверность полученных результатов.

Существенное расхождение наблюдается на участке времени $\phi < 3 \cdot 10^{-4}$ с ($\phi = 2^{\circ}$ по углу поворота коленчатого вала при n = 1000 мин⁻¹),

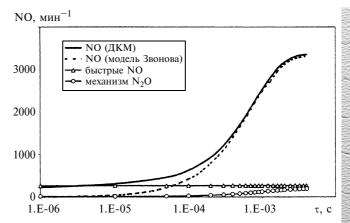


Рис. 1. Результаты расчетов образования NO, полученные с использованием ДКМ (неравновесные концентрации продуктов сгорания), и модели Звонова (равновесные концентрации продуктов сгорания)

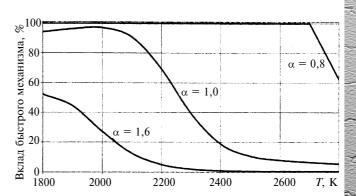


Рис. 2. Вклад быстрого механизма (ϕ = 4 мс)

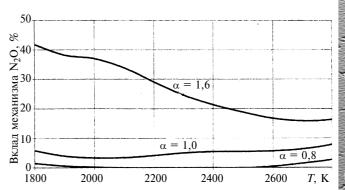


Рис. 3. Вклад механизма N_2O ($\phi = 4$ мс)

что объясняется образованием NO по быстрому механизму, включенному в ДКМ.

Из рис. 1 также видно, что формирование NO по быстрому механизму происходит на очень коротком временном интервале $\phi < 10^{-5}$ с. При уменьшении b и T продолжительность этого процесса несколько увеличивается.

Формирование NO по механизму N_2O в рассматриваемых условиях совпадает по вре-

мени с образованием NO по термическому механизму. Однако снижение температуры гораздо слабее влияет на скорость реакций механизма N_2O , чем термического, поэтому при уменьшении T его роль будет увеличиваться.

Результаты расчетов вкладов быстрого и N_2O механизмов образования NO на момент времени $\phi=4$ мс представлены на рис. 2 и 3.

Значимость быстрого механизма увеличивается при уменьшении b и T. При $b \sim 1$ и $T \leq 2200$ К его роль становится определяющей. Наиболее характерным условием образования быстрых NO является низкое значение b=0,8 при T=2300-2600 К. При этих условиях формирование основной массы NO происходит по быстрому механизму, причем ввиду высокой скорости этого процесса достигаются сверхравновесные значения NO, которые затем более медленно снижаются до равновесных при восстановлении NO по термическому механизму.

При низких температурах и бедных смесях существенный вклад может вносить механизм N_2O : до 40 % при b=1,6 и T=1800 K (см. рис. 3).

Выводы

По результатам проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1) важное значение быстрый механизм образования NO имеет при низких значениях b < 0.9 и T < 2400 К. Формирование NO происходит главным образом за достаточно короткое время $\phi < 5 \cdot 10^{-5}$ ($\phi \approx 0.3^\circ$ по углу поворота коленчатого вала и n = 1000 мин $^{-1}$);

2) вклад механизма N_2O становится существенным при бедных смесях и низких температурах: до 40 % при b=1,6 и T=1800 K; характерное время формирования NO по данному механизму сопоставимо со временем об-

разования NO по термическому механизму при высоких температурах, т. е. $\phi \approx 4$ мс. При уменьшении T оно несколько увеличивается;

3) для оценки вклада быстрого и N_2O механизмов образования NO при условиях, которые имеют место в продуктах сгорания топлива в цилиндре перспективного дизеля (при работе на альтернативных топливах, при использовании высокого уровня рециркуляции отработавших газов, при гомогенизации топливовоздушной смеси), предусмотрено проведение дополнительных расчетов на основе ДКМ для различных режимов работы двигателя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1. **Звонов, В. А.** Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Звонов, Л. С. Заиграев и др.; Под ред. В. А. Звонова. Луганск: Изд-во ВНЦ им. О. Даля, 2003. 275 с.
- 2. **Звонов, В. А.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания [Текст] / В. А. Звонов. М.: Машиностроение, 1981. 160 с.
- 3. **Бочков, М. В.** Образование оксида азота (NO) при распространении ламинарного пламени по гомогенной метанвоздушной смеси [Текст] / М. В. Бочков, Л. А. Лованев, С. Н. Хвисевич // ФГВ. 1998. Т. 34. № 1.
- Miller, J. A., Bowman C. T. Mechanism and modeling of nitride. Chemistry in Combustion. Prog. Energy Combustion Science, 1989. – V. 15. – P. 287–338.
- Homer J. B., Sutton, M. M. Nitric oxide formation and radical overshoot in premixed hydrogen flames. Combustion and Flames, 1973. – V. 20. N 1. – P. 71–73.
- Fenimore C. P. Formation of nitric oxide in premixes hydrocarbon flames. P. I. // In: 13-th symposium of combustion. — The Combustion Institute, 1971. — P. 373—380.

Ключевые слова: дизель, камера сгорания, оксид азота.

(По материалам всеукраинского журнала "Двигатели внутреннего сгорания", 2008 г., № 1)



Рожков В. Н. Контроль качества при производстве летательных аппаратов: учебное пособие. 2007. — 416 с., тв. пер., $60 \times 88\ 1/16$ ISBN 978-5-217-03372-02 Цена с НДС 396 руб.

Приведены необходимые сведения о технологии и значении контроля в структуре систем управления качеством ЛА; представлены терминология, принципы управления качеством в соответствии с требованиями международных стандартов ИСО 9000—2000, даны информационные модели процесса контроля, классификация видов и параметров контроля, а также направления его оптимизации.

Изложены специальные методы и типовые технологические процессы контроля гидрогазовых систем ЛА: монтажных напряжений,промышленной чистоты, герметичности, прочности, функционирования и др. Описаны особенности сертификации авиационной техники, даны примеры построения моделей, алгоритмов диагностирования и планирования эксперимента при контроле систем ЛА. Приведены сведения о применении программных продуктов для планирования и оценки качества процессов контроля.

Для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров и магистров "Авиа- и ракетостроение", полезно специалистам в области контроля и управления качество машиностроительной продукции.

Приобрести книгу можно непосредственно в издательстве "Машиностроение", прислав заявку в отдел продаж, маркетинга и рекламы по факсу (499) 269-48-97; по e-mail.: realiz@mashin.ru; по почте: 107076, Москва, Стромынский пер., 4. ООО "Издательство Машиностроение".

Справки по тел. (499) 269-66-00.

ной задачей автодилера.

Анализ существующих методов и средств исследования рынка грузовых автомобилей показал, что в условиях современной рыночной экономики необходимо проводить интернет-исследования и вести мониторинг необходимых информационных источников. Однако многие компании рынка грузовой техники не уделяют внимания управлению информационными ресурсами. В результате они теряют возможность повышения конкурентоспособности и объемов продаж.

Поставленные задачи

Внешнюю среду фирм-участников рынка грузовых автомобилей составляет несколько систем, а именно: политическая, экономическая, социальная, технологическая, ресурсная. Каждая из этих систем предоставляет соответствующую информацию [1].

Интернет-исследование внешней среды — это один из вариантов кабинетного исследования, где за основу берется вторичная информация, взятая из деловых ресурсов Интернет. Предлагаемая методика позволяет повысить эффективность принятия управленче-

Интернетисследование внешней среды дилера грузовых автомобилей

Рассмотрена возможность повышения эффективности управления в компаниях рынка грузовых автомобилей с помощью кабинетных интернет-исследований, предложена методика проведения исследования внешней среды автодилера. Приведены результаты анализа отдельных информационных источников.

ских решений автодилера благодаря своевременному и адекватному реагированию на изменения внешней среды [2].

В первую очередь, определены информационные потребности российских автодилеров, продающих грузовые машины: оценка рынка грузовых автомобилей в целом; определение факторов, влияющих на развитие рынка (экономических, технологических и политических); состояние российского рынка грузовых автоперевозок и определение потребности перевозчиков в грузовых автомобилях; состояние российского автопрома и его влияние на развитие рынка грузовых машин; развитие импорта и экспорта грузовых автомобилей; изучение и оценка деятельности на рынке отечественных и западных производителей; изучение коммерческой практики на рынке грузовых автомобилей; анализ перспектив развития рынка грузовых автомобилей.

Далее определены этапы интернет-исследования внешней среды.

- 1. Выявление и анализ информационных ресурсов.
- 2. Анализ основных проблем транспортной отрасли и автомобильных грузоперевозок.
 - 3. Анализ российского рынка грузовой техники.
- 4. Анализ производства грузовой техники в Российской Федерации.
- 5. Исследование деятельности основных представителей отрасли.
- 6. Изучение структуры спроса на рынке грузовой техники.

С. В. Куликова



По результатам исследований внешней среды формируются предложения по совершенствованию управления и корректировка стратегического плана [2]. Необходимым условием применения методики является ежеквартальный мониторинг информационных ресурсов для выявления наиболее полных и актуальных источников.

Выявление информационных ресурсов для исследования рынка предлагается проводить по следующей схеме.

- 1. Государственные структуры, владеющие и предоставляющие пользователям информацию о состоянии соответствующего рынка.
- 2. Информационно-аналитические агентства, предоставляющие информацию о состоянии отрасли и рынка.
- 3. Периодические электронные и печатные издания, содержащие необходимые информационные и аналитические материалы.
 - 4. Базы данных, каталоги, справочники.
 - 5. Прочие информационные ресурсы, Интернет.

Информационный менеджер должен вести базу информационных источников, в которой указываются следующие данные о сервере: наименование организации, которой принадлежит данный сервер, тематическая направленность сервера, какая информация доступна на сервере, виды информационной продукции компании, цены и доступ, критерии оценки сервера. Критерии оценки сервера определяются специалистом самостоятельно. Например, можно оценивать серверы, используя два критерия: полноту информации и стоимость информационных продуктов. Полнота информации информационного продукта или сервера показывает, в какой степени содержимое источника отражает существующий объем информации по заявленной теме.

Метод решения

Выявление и анализ *информационных ресурсов* можно сразу соотносить с информационными потребностями компании. Далее приведены отдельные источники, которые были использованы для исследования внешней среды автодилера, продающего грузовые автомобили.

Государственные структуры предоставляют пользователю информацию не только о состоянии автомобильного рынка, но и правовую информацию. Эти информационные источники в большинстве случаев содержат только общую информацию, что помогает определить ситуацию на рынке и общие направления развития транспортной отрасли. Она не позволяет получить представление о рынке в целом, его структуре и динамике. Исключение представляет Росстат, предоставляющий, помимо доступа к открытой статистической информации, возможность купить периодические издания, статистические сборники и бюллетени. Поскольку государственная политика является одним из существенных факторов, влияющих на развитие транспортной отрасли, необходимо отслеживать информацию, представленную на сайтах органов власти. Среди таких источников информации следует отметить сайты Министерства экономического развития и

торговли РФ, Федерального дорожного агентства, Министерства промышленности и энергетики РФ, Министерства транспорта РФ. В качестве источников статистической информации могут быть использованы сайты Федеральной таможенной службы России и Федеральной службы государственной статистики.

Основными производителями информационных продуктов являются информационно-аналитические агентства. Они предоставляют информацию о состоянии отрасли и рынка, результаты маркетинговых исследований и профессиональные базы данных. Агентства также могут предоставлять информацию с собственной оценкой финансового состояния конкретной фирмы, что очень важно при установлении партнерских отношений. Информация, опубликованная на сайтах таких агентств, использовалась автором статьи для исследования состояния российского рынка грузовых автоперевозок, автопрома, импорта и экспорта грузовых автомобилей. Проведенный анализ информационных ресурсов показал, что необходимая информация о зарубежном автомобильном рынке представлена в информационных продуктах агентств Thomson и LexisNexis. Информация о российском рынке и структуре спроса на грузовые автомобили представлена в большей степени в профессиональных базах, каталогах и справочниках агентств.

Особая ситуация выявлена с электронными СМИ. Большой выбор и постоянное появление новых электронных газет и журналов, освещающих тематику автомобильного рынка, позволяют сократить количество изучаемых печатных периодических изданий. Помимо частичного доступа к публикациям, пользователь может изучить содержание архивов номеров и приобрести их электронную версию. В ходе исследования выявлены специализированные периодические электронные издания, содержащие полезные для исследования информационные и аналитические материалы. Следует отметить, что большинство из них содержат только новости, тест-драйвы и обзоры автомобилей. Информация о рынке грузовых машин встречается значительно реже и требует систематизации.

Несмотря на то, что электронные печатные издания предоставляют данные о предметной области, их нельзя использовать в качестве основного информационного источника. По мнению автора, достаточно лишь отслеживать появление новых изданий и проводить мониторинг, выбирая только те номера и статьи, которые представляют интерес для фирмы на данном этапе.

Сегодня невозможно представить исследование внешней среды без использования профессиональных баз данных, производимых агентствами деловой информации, консалтинговыми агентствами и прочими поставщиками информационных товаров и услуг. Несмотря на то, что информация из профессиональных баз предоставляется на коммерческой основе, спрос на нее постоянно растет [3]. Такие виды информационной продукции, как бизнес-справка, кредитно-аналитическая справка, платежно-аналитическая справка, бюллетени и информационные обзоры позволяют

подробно проанализировать конкуренцию, положение потенциального партнера и факторы риска.

Данные зарубежных агентств необходимы при исследовании российского автомобильного рынка по нескольким причинам. Вопервых, на российском рынке представлено значительное количество иностранных игроков, и информация об их деятельности не может не интересовать отечественных партнеров и конкурентов. Во-вторых, для отечественного предприятия, планирующего выход на международный рынок, такая информация представляет собой наибольшую ценность. В-третьих, в профессиональных базах международных агентств содержится информация о российских предприятиях. К тому же успешно функционируют на российском рынке информационных услуг отечественные представительства международных корпораций. Использование профессиональных баз специалистами компаний обеспечивает своевременное получение актуальной и полной информации. В данном случае можно обеспечить три-четыре информационные потребности: оценка рынка грузовых автомобилей в целом, развитие импорта и экспорта грузовых автомобилей, изучение и оценка деятельности на рынке отечественных и западных производителей.

К прочим информационным ресурсам Интернет автором отнесены информационно-аналитические порталы и специализированные сайты, посвященные рынку грузовых автомобилей. Помимо актуальной информации, на них могут быть представлены цены, технические обзоры, фотогалереи и тестдрайвы, правовая и справочная информация. В этом сегменте наиболее полным источником аналитической информации является сайт ассоциации международных автомобильных перевозчиков. Интернет-проекты, позиционируемые как специализированные или тематические, предоставляют справочную, правовую информацию и новостные ленты. Подобные ресурсы при исследовании рынка могут служить лишь дополнительным источником, и их назначение - помогать специалистам быть в курсе последних событий автомобильного мира. В свою очередь, иллюстрированные каталоги автомобилей с подробными техническими характеристиками, текстовые и графические базы данных, комментарии представителей ведущих компаний автопроизводителей, представленные на подобных сайтах, используются любой фирмой, занятой в сфере автобизнеса. При мониторинге необходимо уделять внимание независимым информационным ресурсам.

Изучение деятельности представителей отрасли является неотъемлемой частью исследования любого рынка. Подробный анализ и оценка результатов деятельности производителей, продукция которых представлена на российском рынке, помогает оценить перспективы сотрудничества, тенденции отечественного автопрома. На корпоративных сайтах предоставляются вся необходимая информация и документация для деловых партнеров. К тому же официальные сайты производителей позволяют изучить деятельность конкурентов. На официальных сайтах производителей грузовых автомобилей и спецтехники публикуются пресс-релизы, информация о предприятии и продукции, характеристики, технические описания, финансовая отчетность, информация о функционировании дилерской сети.

Анализ внешней среды автодилера с применением информационных ресурсов Интернет повышает эффективность принятия управленческих решений.

Выводы

Выявлены следующие особенности управления информационными ресурсами на предприятиях рынка грузовых автомобилей.

- 1. Необходимо проводить постоянный мониторинг и анализ внешних информационных ресурсов для анализа внешней среды, при этом особое внимание следует уделять информации о структуре спроса, о новых технологиях в производстве и деятельности иностранных компаний на российском рынке.
- 2. В условиях современной сетевой экономики ресурсы Интернет могут полностью удовлетворить информационные потребности автодилера, продающего грузовые автомобили. Это делает доступным проведение кабинетных интернет-исследований.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Виханский, О. С. Менеджмент [Текст] / О. С. Виханский, А. И. Наумов. — М.: Фирма Гардарика, 1996.
- 2. **Литвак, Б. Г.** Разработка управленческого решения [Текст] / Б. Г. Литвак. М.: Дело, 2004.
- Хорошилов, А. В. Управление информационными ресурсами [Текст] / А. В. Хорошилов, Н. В. Днепровская. М.: Финансы и статистика, 2006.

Ключевые слова: Интернет-исследование, рынок грузовых автомобилей, внешняя среда, дилер.

Автомобиль "Урал" признан лучшим отечественным грузовым автомобилем на выставке в Санкт-Петербурге

Самосвал "Урал-63685" производства автомобильного завода "Урал" "Группы ГАЗ" признан лучшим автомобилем отечественного производства большой грузоподъемности на завершившейся в Санкт-Петербурге выставке "Авто + Автомеханика-2008". Награждение прошло в рамках подведения итогов конкурса "Северные звезды" в номинации "Лучший грузовик выставки".

В Санкт-Петербурге был впервые представлен обновленный автомобиль "Урал-63685" (колесная формула 6 × 4, грузоподъемность 20 т). Принципиальное отличие самосвала от серийно выпускаемых с 2005 г. аналогов состоит в использовании нового рядного двигателя ЯМЗ-6501.10 мощностью 362 л. с., произведенного на заводе "Автодизель" "Группы ГАЗ", и коробки передач ZF 16S1820TO с допустимым отбором мощности 100 л. с.

Автомобиль получил новый облик в результате рестайлинга экстерьера и интерьера. Изменена конфигурация решетки радиатора, окраска кабины выполнена в современной цветовой гамме. Изменения коснулись и салона автомобиля — усовершенствованы рулевая колонка и рулевое колесо, обновлена обшивка дверей. Изменения произведены согласно пожеланиям потребителей, собранным в ходе эксплуатации.

Ключевые слова: самосвал, большая грузоподъемность.

(По материалам пресс-центра OAO "A3 "Урал")





Заводы-производители спецтехники больше ориентируются на шасси отечественного производства. Новая европейская, американская и японская техника производителей Scania, Volvo, DAF, IVECO, Renault, MAN, Mercedes прямым конкурентом российским заводам, производящим спецтехнику, пока не стала, заняв свою нишу в высоком ценовом сегменте. Качество импортной спецтехники высокое, она дешевле в эксплуатации и ремонте — поломки случаются реже, машина работает продолжительнее. Однако цена таких машин в несколько раз превышает цену на аналогичную машину российского производителя. Спрос на эти машины есть, но позволить себе дорогие европейские, американские или японские машины могут только крупные компании, обладающие солидными материальными ресурсами, в которых доля зарубежной техники достигает 90 %.

Однако отечественные автозаводы не сумели предвидеть особенности спроса на спецтехнику в классе особо большой грузоподъемности и в связи с массовым развитием строительного сектора, развитием транспортной инфраструктуры, увеличением объема всевозможных перевозок теперь не справляются с объемами поставок, оставляя на рынке свободное место для иностранных конкурентов. Лидирующие позиции среди экспортеров спецтехники занимают Китай, Япония и Корея. Уже несколько иностранных автопроизодителей организовали сборку в России: запущен проект по сборке грузовых автомобилей Isuzu грузоподъемностью 5 т на производственной площадке Ульяновского автомобильного завода. В 2007 г. компания планировала расширить модельный ряд собираемых в Ульяновске грузовых автомобилей. Компания Volvo совместно с машиностроительным

Обзор по спецавтотехнике

заводом "Бецема" начала в 2008 г. строительство завода Volvo Trucks, который предназначается для обеспечения шасси и тягачей Volvo самосвальными кузовами. Компания MAN также рассматривает варианты организации сборки техники в России. Спрос на спецтехнику растет также за счет сокращения вторичного рынка в пользу новой, в первую очередь за счет китайских производителей. Импорт мало- и среднетоннажных автомобилей незначителен в сравнении с автомобилями "тяжелого" класса.

Наблюдается рост смещения потребительского спроса в сторону работы с официальными компаниями-производителями, у которых есть сервисный центр с гарантийным и послегарантийным техническим обслуживанием.

Российские заводы начали утрачивать и конкурентное преимущество по цене: цены поднимаются регулярно в связи с ростом цен на сырье и производство.

В России коммунальную технику производят около 40 предприятий. Заводы ОАО "Коммаш" г. Арзамас и ОАО "Мценский Коммаш" занимают лидирующее положение среди предприятий коммунального машиностроения, производящих многопрофильную коммунальную технику. Удовлетворенность потребителей в коммунальной технике составляет не более 50-60 %, а по вакуумным, илососным и каналопромывочным машинам намного меньше. Это связано с отсутствием платежеспособного спроса со стороны потребителей и большим уровнем износа парков коммунальной техники. Коммунальная техника на базе грузовых автомобилей большой грузоподъемности с высокими скоростями движения не подходит для уборки небольших улиц с низкой интенсивностью движения, пешеходных зон, парков и дворов. При небольшом объеме работ и ограниченном пространс-



тве для маневрирования необходимы машины малых размеров с достаточным запасом мощности для привода специального оборудования и способностью работать при низких скоростях движения.

Одной из главных проблем коммунальных служб любого города остается вывоз и утилизация твердых и жидких бытовых отходов и прочего мусора. Основным транспортным средством для вывоза являются мусоровозы. Мусоровозы подразделяются на кузовные и контейнерные. Кузовные мусоровозы применяются для вывоза бытового мусора из контейнеров-мусоросборников. После загрузки мусор в кузове машины уплотняется, что повышает коэффициент загрузки. Контейнерные машины применяются для перевозки мусора в сменных мусоросборниках (контейнерах). Они оборудуются устройствами для механизированной погрузки и выгрузки мусоросборников. Большинство современных мусоровозов приспособлено для работы с накопительными контейнерами нескольких видов, типов и вместимости. Сегодня подавляющее большинство мусоровозов — это традиционные машины с задней загрузкой. Особенность современных мусоровозов с задней загрузкой — это электронное управление уплотнителем, который может работать в трех режимах: ручном, полуавтоматическом и автоматическом.

В последнее время получили распространение мусоровозы с боковой загрузкой. Большинство мусоровозов с боковой загрузкой рассчитано на загрузку из контейнера вместимостью 0,75 м³. Они работают в основном в центрах городов, на широких улицах, где удобнее захватывать контейнеры со стороны борта.

Самосвалы с портальным механизмом загрузкивыгрузки — "бункеровозы" благодаря универсальности сейчас широко распространены. Их используют для сбора и вывоза крупногабаритного бытового и строительного мусора, промышленных отходов. Машины работают со сменными контейнерами открытого и закрытого типа разной вместимости и назначения, перевозят малогабаритную строительную технику на специальных платформах, без применения каких-либо дополнительных подъемных механизмов. Контейнер с помощью портала снимают с рамы и устанавливают на ровную площадку под загрузку. Загрузка контейнера проводится вручную или погрузочными средствами. Выгрузка мусора самосвальная.

В коммунальном хозяйстве используются и автомобили с подъемно-транспортным механизмом ти-

па мультилифт для перевозки крупных мусороуборочных контейнеров и специализированных кузовов. Основным достоинством автомобилей со сменными кузовами и контейнерами является то, что на одном автомобиле можно перевозить кузова самого разного назначения. Использование кузовов типа мультилифт сокращает время всего цикла погрузки, транспортировки и разгрузки кузова минимум вдвое, поскольку кузов загружают в отсутствие автомобиля, который в это время перевозит другие кузова с грузом. Наличие только в одном автохозяйстве двухтрех автомобилей с подъемно-транспортным механизмом типа мультилифт позволяет сократить простои в 3—4 раза и снизить издержки в 2,5—3 раза.

Наметилась тенденция к уменьшению габаритных размеров мусоровозов. Длина мусоровозов сокращается с 10 до 8 м, объем кузова — с 24 до 18 м³, но при этом степень сжатия отходов возрастает с 5-6:1 до 7-8:1.

В последние годы на российском рынке появилась импортная техника, малознакомая отечественным службам. Например, мусоровозы с фронтальной загрузкой. При больших габаритных размерах транспортного мусоровоза с кантователем, расположенным спереди, требуется большая площадь для маневра. Такие большегрузные машины удобно использовать при опорожнении евроконтейнеров вместимостью 2,0—5,0 м³, которые пока только появляются в Москве. Вместимость таких мусоровозов 26—30 м³. В России мусоровозы с фронтальной загрузкой не выпускают.

В сегменте мусоровозов лидируют разработки коммунального оборудования итальянской компании Farid Industrie S.p.a (Фарид Индастри) и отечественные разработки разных модификаций коммунального оборудования. В России официальным дистрибьютором компании FARID является ЗАО "Коминвест-АКМТ".

В 2007 г. значительно увеличился импорт строительной и дорожной техники, потребность в спецтехнике в 2007 г. выросла на 30—40 %. Это связано не только с объемом строительства, но и с износом существующей техники. Практикуется навешивание самосвального оборудования (ЗАО "Бецема") на импортные шасси компаний "DaimlerChrysler", "MAN", "Scania" и "Volvo" и навесного импортного оборудования на шасси ЗИЛ, КАМАЗ, МАЗ, ГАЗ (завод Мосдормаш — вакуумное навесное оборудование фирмы BROCK Kehrtechnik GmbH).

Интенсивное развитие строительства в регионах порождает спрос на большегрузные самосвалы грузоподъемностью 25-40 т. Производство самосвалов отстает от роста продаж, что ведет к увеличению доли импорта. Китайские производители самосвалов вышли на российский рынок относительно недавно, но уже занимают 3-е место по импорту самосвалов в РФ. По техническим возможностям китайские самосвалы не уступают отечественным, а комплектация и уровень комфорта китайских самосвалов приближены к европейскому уровню, что при относительно невысокой цене делает их серьезными конкурентами российским аналогам. Высокое качество чешских самосвалов Tatra в сочетании с полным приводом обеспечивает хорошую проходимость по бездорожью и длительную эксплуатацию в тяжелых климатических, дорожных условиях.

Также из западных поставщиков хорошо известны в России Volvo, Scania, Iveco, MAN и Mercedes-Benz.

Российские заводы-производители автосамосвалов: Нефтекамский, Уральский автозаводы, Ивеко-УралАЗ, ЗАО "Бецема" и Саранский завод автосамосвалов.

Автоподъемники для строительных, монтажных и ремонтных работ представлены на отечественном рынке большим количеством моделей. При этом большинство из них российского производства. Автоподъемники выпускает сравнительно небольшое количество предприятий. Лидером отрасли является ОАО "Пожтехника" г. Торжок. Значительные доли рынка занимают ОАО "Автогидроподъемник", ООО "Ремстроймаш", ОАО "Мехпромстрой", ОАО "Завидовский экспериментально-механический завод". Отдельные модели производят Людиновский, Нижнетуринский, Арзамасский, Нижегородский машиностроительные заводы, Ульяновский механический завод № 2.

Автоподъемники бывают двух типов: коленчатые и телескопические. Первые обычно используются в строительстве. Коленчатые автовышки имеют простую конструкцию, легки в управлении и более до-

ступны по цене. Подъемники выпускают двух- и трехколенчатыми. Последние дают возможность захода люльки на крышу. Телескопические автовышки используют в тех случаях, когда необходимо перемещение не только по вертикали, но и по горизонтали. Такие подъемники широко применяются в городском хозяйстве. Их рабочая люлька изготавливается с электроизоляцией, что позволяет работать на линиях электропередачи с напряжением до 1000 В без снятия напряжения при отсутствии дождя, снега, тумана, изморози.

Подавляющему большинству производителей в сегменте кранов-манипуляторов (КМУ) при установке на бортовые грузовые автомобили и автосамосвалы сложно конкурировать с импортными аналогами, обладающими более высокой надежностью и лучшими характеристиками. По этой причине заказчик стремится поставить на машину отечественного производства импортный кран-манипулятор. Уже в 2007 г. итальянские КМУ Amco Veba заняли 1-е место по объемам продаж, вытеснив прежнего лидера — австрийского Palfinger и шведского Ніаь. Секрет успеха этого итальянского производителя — качество, надежность, простота в эксплуатации, а также такой немаловажный фактор, как более низкая цена. Также на российском рынке КМУ появился японский "UNIC" компании "FURUKAWA UNIC CORPORATION" (Япония), который монтируется на шасси KAMA3, MA3, Урал, ГА3, Isuzu, Hyundai и Foton. KMУ "UNIC" — это гидравлические краны с полноповоротной телескопической стрелой и тросовой подвеской крюка.

Российские производители автокранов — ОАО "Автокран" (Ивановец), ОАО "Галичский автокрановый завод" (Галичанин), ОАО "Клинцовский автокрановый завод" (Клинцы), ОАО "Челябинский механический завод" (Челябинец), ОАО "Угличмаш" (Углич), "Камышинский автокрановый завод" (Газакс) почти полностью занимают сегмент автокранов грузоподъемностью до 25 т. Сегмент от 30 до 300 т полностью занят иностранными производителями автокранов Grove, Liebherr, Demag.

Автобетоносмесители стали одним из самых востребованных типов строительной спецтехники в связи с повышением доли монолитного строительства. Сегодня более востребованы автобетоносмесители большей вместимости. Из всего модельного ряда автобетоносмесителей (6, 7, 8, 9, 10, 12 и 15 м³) наибольшим успехом пользуются модели с полезным объемом барабана 8 м³. Комплекты технологического оборудования автобетоносмесителя монтируются на шасси различных марок и моделей: KAMA3, MA3, KpA3, M3KT, MA3-MAN, MAN, VOLVO, SCANIA, MERSEDES-BENZ и др. Новые и подержанные автобетоносмесители (миксеры-бетоновозы) ввозятся в Россию из Японии, Китая, Кореи, Европы. Важнейшим конкурентным преимуществом иностранных подержанных "миксеров" и новых китайских бетоновозов является то, что у них нет сроков поставок — они всегда в наличии. Большая часть приходится на японского производителя автобетоносмесителей Isuzu. По стоимости подержанные японские и европейские автобетоносмесители сопоставимы с новыми аналогичными машинами российского производства.

Российские заводы-производители — Туймазинский завод автобетоносмесителей (автобетоносмесители полезной емкостью 7—10 м³ устанавливаются на шасси КАМАЗ, МАЗ, Урал), КОМЗ-Экспорт (автобетоносмесители емкостью смесительного барабана 4—12 м³ устанавливаются на шасси KpA3, MA3, KAMA3, MA3-MAN, TATRA, NISSAN, SCANIA, MERCEDES, MAN, IVECO, VOLVO), ЗАО "Бецема" (автобетоносмесители объемом $7-10 \text{ м}^3$ монтируются на шасси КАМАЗ, МАЗ, САМС — производства Китай), Пушкинский механический завод (автобетоносмесители с объемом смесительного барабана 4, 6, 7, 8, 9 и 10 м³ размещаются на шасси КрАЗ, КАМАЗ, ЗИЛ, МАЗ, в производстве широко применяются комплектующие немецкой компании "Штеттер") работают над улучшением технических параметров и качества собственной продукции, расширяя использование импортных комплектующих и осваивая модели тяжелых автобетоносмесителей с полезным объемом 9—12 м³ как на отечественных, так и на зарубежных шасси.

Автобетоносмесители имеют различные типы привода: механический и гидравлический. Отбор мощности производится от автономного двигателя

или от двигателя шасси. Механический привод обеспечивает реверсивное вращение смесительного барабана путем передачи крутящего момента от двигателя на редуктор через цепную передачу. Отличается надежностью в эксплуатации и простотой технического обслуживания за счет доступности всех элементов привода. Высокая надежность привода автобетоносмесителей достигается за счет его оснащения импортными комплектующими: планетарный редуктор (Италия) с необходимым запасом по крутящему моменту; маслоохладитель (Италия) со встроенным фильтром и автоматическим регулятором температуры масла. Смесительный барабан и его элементы, испытывающие постоянный контакт с бетонной смесью, изготовляются из износостойких легированных сталей. Система водопитания предусматривает подогрев воды выпускными газами от двигателя, шасси или от автономного двигателя, что предотвращает замерзание воды при отрицательных температурах ниже 0 °С (зимнее время). Возможно быстрое отсоединение водобака от выпуска (летнее время). Автобетоносмесители управляются одним водителем-оператором.

Во многих областях деятельности необходимы высококачественные и надежные автоцистерны — продажа этого оборудования пользуется постоянно высоким спросом. Основные заводы-производители автоцистерн: Вологодский машиностроительный завод, Ржевский экспериментальный ремонтно-механический завод, "Бецема", ОАО "НЕФАЗ", ОАО "ГРАЗ", "АлексеевкаХиммаш". Различают цистерны для перевозки топлива, светлых нефтепродуктов, сырой нефти, технологических растворов, пищевых жидкостей, сжиженных газов и пр. Цистерны устанавливаются на шасси грузовых автомобилей КАМАЗ, ЗИЛ, ГАЗ, КрАЗ, IVECO, Ford Cargo.

На сегодняшний день ниша отечественных автомобилей особо большой грузоподъемности остается незаполненной. Учитывая условия работы таких автомобилей (плохие дороги, бездорожье и суровый климат), автомобили этого класса должны выпускаться полноприводными.

(По материалам "Торгового дома АМО ЗИЛ")

Contents

- Trucks KAMAZ 5360, 53685, 5460, 6220, 65201 (Continuation)
- Road vehicles of Smolensk auto aggregate plant AMO ZIL

Keywords: combines and universal road vehickes, equipment

Kalmanson L. D., engineer. Transmission of full drive automobiles (Continuation) In this article contained information about construction, regulations, service of clutch, gearbox cardan shifts, dis-

tribution box, front and revers drive axels vehicle GAZel $\frac{3}{4} \times 4$.

Keywords: distribution box

Alyokhin S. A., Popov G. K., Saltovskiy V. V. Perspective auxilaty power unit for surface transport vehicles

Materials on application of auxiliary power units (APU) on the ground transport vehicles are set forth in a paper. Materials on application of auxiliary power units (APU) on the ground transport vehicles are set forth in a paper. The analysis and substantiation of the APU application expediency on the ground transport vehicles of various types and purposes is carried out. Technical characteristics of the perspective APU are given; their comparison with technical characteristics of the existing APU which are supplied to the world market by various manufacturing countries is also given. Main stages of development and improvement of the APU for the ground transport vehicles are described. A brief description of the perspective APU design features is given and feasibility study of the urgency of its application on the existing and newly developed transport vehicles is given.

Keywords: perspective auxiliary power, analysis, transport

Antipov Yu. A., Barskiy I. A., Maldonado Vallejo P. R., Shatalov I. K. Gas piston engine on the base of diesel en-19

Application of gas piston engines with high compression ratio which created on the base of diesel engines on the trucks allows to diminish fuel consumption at 20-30% in comparison with petrol engines.

Keywords: compression ratio, natural gas, engines, fuel consumption

REFERENCES

- **Grigorev, E. G., Kolubaev, B. D., Erohov, V. I.** Vehicles with gas engines. Mashinostroenie, 1989. 216 p.
- 2.

- Erohov, V. I., Karunin, A. L. The vehicles which work by gas-diesel process: construction, calculation, maintenance. Textbook for high school. M., Graf. Press, 2005. 560 p.

 Kolerov, L. K. Piston type gas engines. L. Mashinostroenie, 1969. 250 p.

 Antipov, Yu. A., Barsky, L. A., Kirushkin, A. A. The choice of gas engine pressure ratio. M.: IBUZ Mashinostroenie, 2005, N 2.
- **Gaivoronsky, A. I., Markov, V. A., Ilatovsky, Yu. V.** Application of natural gas and other alternative fuels in diesel engines. M.: OOO IPTs Gasprom, 2007. 480 p.

Nazarov A. D., professor, Ph. D. Providing real balancing of V-8 engines by increasing mass and geometric pa-22 rameters of some counterweights of the crankshaft.

The possibility of complete compensation of total unbalanced mass of crank-connecting rod mechanism of the engines by increasing mass and geometric parameters and by increasing radius of counterweights' sector, which are located at 1,3,6 and 8th crank of the crank shaft, is shown using example of engines with 6L displacement by conducting special experiments. The developed method allows to compensate total unbalanced mass of crank-connection rod mechanism parts, to provide real balancing of engines, to balance crankshaft and assembled crankshaft with required degree of accuracy. This increases main quality characteristics of the engines.

Keywords: Balancing, crankshaft, counterweights, mass and geometric parameters.

REFERENCES

- 1. Nazarov A. D. Theoretical basis for compensation of total unbalanced mass of crank-piston rod mechanism
- parts and for providing of real balancing of V-8 engines // Vestnik mashinostroeniya, 2005. N I. P. 13—21. **Nazarov A. D.** Increasing of longevity and improving of vibration and acoustic parameters of the engines // Vestnik mashinostroeniya. 2002. N 7. P. 7—11.

Vrublevsky A. N., Grigoryev A. L., Denisov A. V. The mul-ticriterion synthesis of a fuel injection system with an electronic control.

The multicriteria optimization problem of Common Rail injection system has been investigated in this article. The methodology of a multifactorial numerical experiment has been used for it. The $LP\tau$ -distribution generator has used for obtaining sampling points in a parameter space. As a result of the optimization conclusive quality criterias which were elected by authors are improved as compared with the base model (the fuel rate on a fuel control reduced twice, the injection pressure transcend a fuel pressure in the hydraulic accumulator on 15 %). The optimized fuel system provides fuel injection by changing pressure in the hydraulic accumulator in the range 20–150 MPa.

Keywords: multicriteria optimization, injection system, electronic control

- Grekhov L. V., Iyaghchenko N. A., Markov V. A. Fuel systems and control systems of dleeTenginesTThe text-book for universities. M.: Legion—Autodate, 2004. 344 p.
 Vrublevsky A. N., Grigoryev A. L., Grirsyuk A. V., Denisov A. V., Scherbakov G. A. The features of mathe-
- matical modeling of hydrodynamic processes in electrohydraulic injector // Internal-combustion engines. № 1. 2007. P. 44—52.

 Vrublevsky A. N. The mathematical model of elements motion and fuel flow in cavities of a low pressure of an electrohydraulic injector. // Motor transport. Kharkov: KhNAHU. 2008. N 22. P. 109—117.

Vrublevsky A. N. The mathematical model of elements motion and tuel flow in cavities of a low pressure of an electrohydraulic injector. // Motor transport. — Kharkov: KhNAHU. — 2008. N 22. — P. 109—117.
 Vrublevsky A. N., Grigoryev A. L., Bovda A. M. The mathematical model of a high-speed electromagnet for a fuel system of a combustion engine // Motor transport. 2006. — N 19. — P. 138—143.
 Golubkov L. N., Rjabikin L. M., Kratko A. P. The optimization methods of a fuel pump parameters of an automobile diesel // MADI (STU). — M., 1983. — P. 42—51.
 Diesel injection systems: The optimization of injection process, the durability of components and friction pairs / V. E. Gorbanevsky, V. G. Kislov, R. M. Bashirov, etc. — M.: MSTU publishing house, 1996. — 138 p.
 Kulesbay A. S. Grabboy I. V. The mathematical modeling and computer optimization of the injection process.

7. Kuleshov A. S., Grekhov L. V. The mathematical modeling and computer optimization of the injection process and combustion engine processes. — M.: MSTU publishing house, 2000. — 64 p. **Grigoryev A. L.** The Development of universal hydrodynamic calculation methods, dynamic analysis and opti-

mization synthesis of main diesel engine fuel systems basic elements. Doctor of Science dissertation abstract. Kharkov: NTU "KHPI", 2004. -36 p.

- 9. Sobol' I. M., Statnikov R. B. The choice of optimal parameters in multicriterion problems. M.: Science,
- 1985. –110 p.

 10. Vmblevjsky A. N., Abramchuk F. I., Zenkin E. Y. Management principles of a fuel injection by means of an electrohydraulic injector // Motor transport. 2007. N 21. P. 119–124.
- Eroshchenkov S. A., Korogodsky V. A., Kagramanyan A. A., Vasilenko O. V. Agency of an excess-air coefficient and compression ratio on the thermal efficiency of the spark-ignition engine

Methods of definition of thermal efficiency are considered. The technique of definition of values of thermal efficiency with a real working body in view of change of a parameter k from factor of air surplus and temperature is offered. Values of thermal efficiency depending on loading are defined.

Keywords: spark ignition engine, thermak efficiency

REFERENCES

- 1. **Melkumov T. M.** Theory of the high-speed engine with spontaneous ignition. M.: State publishers of de-

- Melkumov T. M. Theory of the high-speed engine with spontaneous ignition. M.: State publishers of defenses industry, 1953. 407 p.
 The display diagrammed, dynamics of a thermal emission and a work cycle of the high-speed piston engine / B. S. Stechkin, K. I. Genkin, V. S. Zolotarevsky, I. V. Skorodinsky. M.: Publishers of USSR Academy of sciences, 1960. 199 p.
 Patent of Ukraine 60614A, MKI F02B 17/00. Internal combustion engines / V. A. Korogodsky, S. V. Obozny (UA). N 2003010308; Declared 14.01.2003; Published 15.10.2003 // Bulletin N 10. 4 p.
 Eroshchenkov S. A., Korogodsky V. A. About indicated efficiency of an internal combustion engine // Theses of reports of scientifically technical conference of chairs of academy and experts of a railway transportation (17—19 april 2007). Kharkov: KhSART, 2007. P. 23.
 Eroshchenkov S. A., Korogodsky V. A, Vasilenko O. V. Analyze of economic and ecological indicators of two-stroke engine JH-4M with the carburetors and direct fuel injection / Internal combustion engines. 2007. N 1. P. 70—76.
- N 1. P. 70—76.

 6. Antonov I. V. An experimental research of processes of gas exchange in two-stroke engine // Internal combustion engines. 1997. Release 56—57. P. 82—86.

 7. Rabinovich O. M. The collection of problems on technical thermodynamics. M.: Mechanical engineering,
- 1969. 374 p. 8. **Korogodsky V. A, Vasilenko O. V.** Definition of combustion indicators under display diagrammes of a twostroke engine with the carburetor and direct fuel injection // Bulletin of the Kharkov national auto-road university: The collection of proceedings. — Kharkov: KhNARU, 2007. — Release 37. — P. 60—67.
- Kozlowski V. N., Candidate of Technics, Automobile plant of the Volga; Maleev R. A., Candidate of Technics, Moscow state technical university "MAMI". Search and assessment of the importance of key parameters of an active zone of generator's standard constructions.

In work influence of production error of size of an active zone of generator on stability of generator's technical characteristics is considered. The program of calculation of influence factors is developed for determination of key parameters of generator's standard constructions. The choice of key parameters of generator is made.

Keywords: key parameters, active zone of generator, influence factors, generator's characteristics.

46 Levterov A. M., Levterova 2, .., benzoethanol fuel compositions. Levterov A. M., Levterova L, I., Gladkova N. Y. Researches of engines characteristics with spark ignition using

The alternative alcohol fuels can be used mainly in engines with spark ignition that is why a behavior of energy converters of this type, in condition of using the fuels with some new properties requires an optimization of operation cycle indices. The analysis of calculation researches of automobile high-speed internal combustion engine characteristics for the type 4CH 79/80 is stated in the article. The engine runs on benzoethanol compositions in wide band of changing its input and output parameters. The engines indices for different fuel compositions are presented as graphical dependences.

Keywords: engines using, benzoethanol fuel compositions, input and output parameters.

Zvonov V. A., Cirinovich M. P. Research of formation mechanisms of oxide nitrogen conditions of the combustion chamber a diesel engine.

Formation mechanisms and technique of calculations e nitrogen oxide in the combustion chamber of a diesel engine are considered. Calculations are carried out and the analysis of formation single-oxide and dioxide nitrogen at low and high values of factor of surplus of air depending on temperature of a cycle is given.

Keywords: combustion chamber, diesel, oxide nitrogen

Kulikova C. V. Internet investigation of environment of autodealer of trucks

Clause the opportunity of increase of a management efficiency in the companies of the market of lorries by means of room the Internet-researches is considered. The technique of carrying out of research of an environment of the autodealer is offered. Results of the analysis of necessary information.

Keywords: Internet investigation, truck market, autodealer

"Ural" car was declared to be the best domestic truck on exhibition in Saint-Petersburg

Keywords: dump track, high lifting capacity

Special vehicles review

Художественный редактор Т. Н. Галицына. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор В. Г. Быстров Сдано в набор 21.11.2008. Подписано в печать 30.12.2008. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 7,84. Уч.-изд. л. 9,05. Заказ 6.

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