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

**Учредитель**
ООО "Издательство Машиностроение"

**Зам. главного редактора**
**И. А. Хороманская**

**Редакционный совет**

Д. Х. Валеев — В. А. Марков
М. С. Высоцкий — В. Ф. Платонов
В. А. Зорин — Г. Н. Рейзина
Н. А. Иващенко — Е. Л. Рыбин
Л. Г. Красневский — Г. А. Синеговский
В. В. Корсаков — А. Ф. Синельников
А. С. Кузнецов — В. С. Устименко
В. Г. Мазепа — 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

**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**

© ООО "Издательство Машиностроение",
"Грузовик", 2010

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***

В НОМЕРЕ

***Конструкция***

**2** *Марков В. А., Девянин С. Н., Ефанов А. А.* Совершенствование конструкции распылителя форсунки дизеля

**10** *Фасхиев Х. А.* Нормирование прочности балок передних мостов грузовых автомобилей

**16** *Чернов А. Е.* Многофункциональный регулятор напряжения для генераторных установок нового поколения

**19** *Ковалев В. П., Старостин М. М.* Наземный робототехнический эвакуационно-спасательный комплекс

***Исследование. Расчет***

**22** *Гусаков С. В., Афанасьева И. В., Марков В. А.* Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC

***Экономика***

**35** *Фасхиев Х. А.* Определение эксплуатационных затрат на шины

**34,40** ***Новости***

**48** *Abstracts of articles*

***Журнал входит в перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней***

7 '2010

УДК 621.436.038

**В. А. Марков,**
д-р техн. наук,
проф. ,
МГТУ
им. Н. Э. Баумана,
**С. Н. Девятин,**
д-р техн. наук,
МГАУ
им. В. П. Горячкина,
**А. А. Ефанов,**
канд. техн. наук,
МГТУ
им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bstu.ru

# Совершенствование конструкции распылителя форсунки дизеля

*Проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С, форсунки которого были оснащены распылителями с различной длиной распыливающих отверстий. Полученные экспериментальные данные подтверждают возможность снижения удельного эффективного расхода топлива, показателей токсичности и дымности отработавших газов путем оптимизации длины распыливающих отверстий форсунок.*

***Ключевые слова:*** *дизель, форсунка, распылитель, длина распыливающих отверстий, отношение длины распыливающих отверстий к их диаметру.*

Непременным условием удовлетворения современных жестких требований к топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) быстроходных дизелей с неразделенными и полуразделенными камерами сгорания (КС) является дальнейшее совершенствование процессов впрыскивания и распыливания топлива. Параметры данных процессов в значительной степени определяются конструктивными особенностями проточной части распылителя форсунки: расположением и состоянием входных кромок распыливающих отверстий, числом распыливающих отверстий и их эффективным проходным сечением, длиной распыливающих отверстий. Это объясняется тем, что форсунки дизелей формируют фазы процесса топливоподачи, закон подачи топлива, характеристики давлений впрыскивания, которые и предопределяют последующие процессы смесеобразования и сгорания.

Важным конструктивным параметром распылителей форсунок дизелей является отношение длины распыливающего отверстия $l_р$ к его диаметру $d_р$ [1—4]. Это объясняется тем, что поток топлива на входе в распыливающий канал сужается и турбулизируется. Возмущения потока сказываются и на структуре струи распыливаемого топлива, ее параметрах (длине, ширине и т. д.), мелкости распыливания [5—7]. Указанная зависимость параметров процессов распыливания топлива от отношения $l_р/d_р$ объясняется особенностями истечения топлива через распыливающее отверстие.

В топливной аппаратуре разделенного типа топливо от топливного насоса под высоким давлением поступает в форсунку, воздействует на иглу 1 (рис. 1, а), поднимая ее, протекает через образовавшийся между иглой 1 и корпусом 2 кольцевой зазор 3 и поступает в полость 4 под иглой 3, где устанавливается давление впрыскивания $p_{впр}$. Под этим давлением топливо и поступает в распыливающее отверстие 5 форсунки. Непосредственно перед входом в распыливающее отверстие линии тока топлива искривляются (рис. 1, *б*), причем их кривиз-

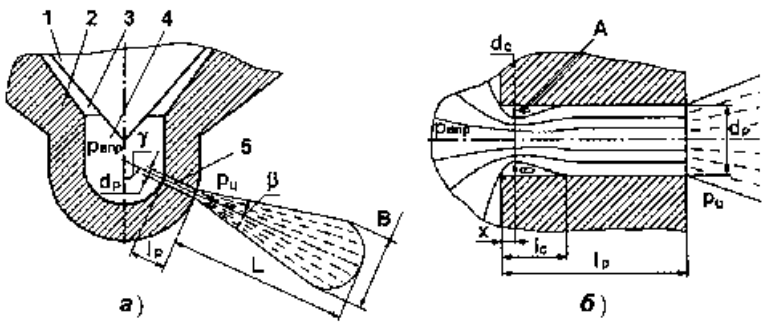



**Рис. 1. Схема распылителя форсунки с геометрическими характеристиками струй распыливаемого топлива (а) и схема течения топлива по распыливающему отверстию форсунки (б)**

на увеличивается от оси отверстия к оси периферии. В результате возникает неравномерное поле распределения давлений и скоростей потока. При этом минимальные давления (и максимальные скорости) достигаются на периферийных участках потока, где локальные давления могут оказаться ниже давления насыщенных паров топлива. Характерно, что сразу за входным сечением распыливающего отверстия поток топлива сужается и возникает вихревое течение топлива (отрыв, зона А на рис. 1, б). Здесь зарождаются и нарастают кольцевые вихри, затем частично распадающиеся и увлекаемые топливом. В этом нестационарном течении возникают пульсации давлений и скоростей в зоне отрыва, распространяющиеся на весь поток топлива в распыливающем отверстии. Таким образом, зародившиеся у входной кромки распыливающего отверстия вихри приводят к усилению возмущения потока топлива в этом отверстии, оказывающему влияние на последующий распад струи топлива. Поэтому форма линий тока, степень сжатия потока топлива (наименьший диаметр сжатия струи $d_c$ в сечении $x$, длина участка $l_c$, рис. 1, б), размеры зоны отрыва, турбулизация потока топлива на выходе из распыливающего отверстия, параметры струи (ее длина $L$, ширина $B$, угол раскрытия β, рис. 1, а), мелкость распыливания топлива зависят от отношения $l_р/d_р$.

Отмеченная зависимость показателей распыливания топлива от отношения $l_р/d_р$ влияет и на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля, что подтверждается и рядом исследований [1—4]. Однако вопрос о влиянии длины распыливающих отверстий $l_р$ (отношения $l_р/d_р$) на показатели дизеля является недостаточно изученным.

Для оценки влияния отношения $l_р/d_р$ на топливную экономичность и выбросы токсичных компонентов ОГ проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С Минского моторного завода, устанавливаемого на малотоннажные грузовые автомобили ЗИЛ-5301 "Бычок". Некоторые параметры исследуемого двигателя представлены в табл. 1

Таблица 1

**Некоторые параметры дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5)**

| Параметры | Значение |
|---|---|
| Тип двигателя | Четырехтактный рядный дизель |
| Число цилиндров | 4 |
| Диаметр цилиндра $D$, мм | 110 |
| Ход поршня $S$, мм | 125 |
| Рабочий объем цилиндра $V_h$, л | 1,08 |
| Общий рабочий объем $iV_h$, л | 4,32 |
| Степень сжатия ε | 16,0 |
| Тип камеры сгорания, способ смесеобразования | ЦНИДИ, объемно-пленочное смесеобразование |
| Система питания | Разделенного типа с насосом высокого давления фирмы "Motorpal" (Чехия) модели PP4M10U1f |
| Форсунка | Типа ФДМ-22, закрытая, многосопловая |
| Номинальная частота вращения, мин$^{-1}$ | 2400 |
| Номинальная мощность, не менее, кВт | 80 |

При испытаниях использовались форсунки ФДМ-22, отрегулированные на давление начала впрыскивания $p_{фо}$ = 22,0 МПа и оснащенные распылителями серии 145.1112110 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). Серийные распылители выполнены с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_р$ = 0,32 мм, причем входные кромки 1 (рис. 2) распыливающих отверстий 2 расположены в объеме полости 3 под иглой 4 форсунки (в колодце распылителя). При этом колодец распылителя имел диаметр $d_к$ = 1,2 мм, а угол запорного конуса седла 5 составлял 59°. Исследуемые распылители имели различную длину $l_р$ распыливающих отверстий (различное отношение $l_р/d_р$). Для уменьшения длины распыливающих отверстий в штатном распылителе (см. рис. 2) была произведена дополнительная обработка носка распылителя: наружный радиус носка штатного распылителя $R$ = 1,5 мм был сначала об-

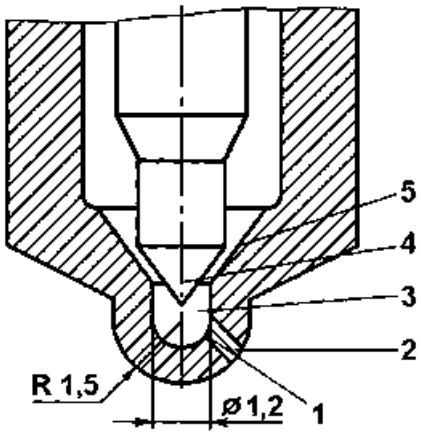



**Рис. 2. Распылитель форсунки ФДМ-22:**

1 — входная кромка распыливающего отверстия; 2 — распыливающее отверстие; 3 — колодец; 4 — игла; 5 — седло

работан до радиуса $R = 1{,}3$ мм, а затем — до радиуса $R = 1{,}05$ мм. В результате длина распыливающего отверстия $l_р = 0{,}9$ мм в исходной комплектации № 1 была снижена до $l_р = 0{,}7$ мм в комплектации № 2, а затем до $l_р = 0{,}45$ мм в комплектации № 3 (отношения $l_р/d_р$ распыливающих отверстий в трех исследуемых распылителях составили: в распылителе № 1 — 2,81, в распылителе № 2 — 2,19, в распылителе № 3 — 1,41). Эквивалентные проходные сечения $\mu_р f_р$ распылителей комплектаций № 1, 2 и 3 при максимальном подъеме иглы форсунки $h_и = 0{,}26$ мм указаны в табл. 2.

Результаты испытаний дизеля Д-245.12С с указанными распылителями, проведенные на режимах работы по внешней скоростной характеристике, представлены на рис. 3. Требуемые значения эффективной мощности $N_e$ и крутящего момента $M_e$ (270 Н · м при частоте вращения дизеля $n = 1080$ мин$^{-1}$, 353 Н · м при $n = 1500$ мин$^{-1}$ и 327 Н · м при $n = 2400$ мин$^{-1}$) обеспечивались при установке распылителей по варианту № 1 с $l_р/d_р = 2{,}81$. Установка распылителей по вариантам № 2 ($l_р/d_р = 2{,}19$) и № 3 ($l_р/d_р = 1{,}41$), отличающихся большим эквивалентным проходным сечением $\mu_р f_р$ (см. табл. 2), привела к заметному росту часового расхода топлива $G_т$ и мощностных показателей дизеля ($N_e$ и $M_e$) во всем диапазоне исследуемых скоростных режимов.

Таблица 2

**Параметры распылителей**

| № распылителя | Длина распыливающих отверстий $l_р$, мм | Отношение $l_р/d_р$ | Эффективная площадь распылителя в сборе после обработки $\mu_р f_р$, мм$^2$ |
|---|---|---|---|
| 1 | 0,90 | 2,81 | 0,278 |
| 2 | 0,70 | 2,19 | 0,292 |
| 3 | 0,45 | 1,41 | 0,312 |

Примечание: значения $m_р f_р$ приведены средние для комплекта распылителей.

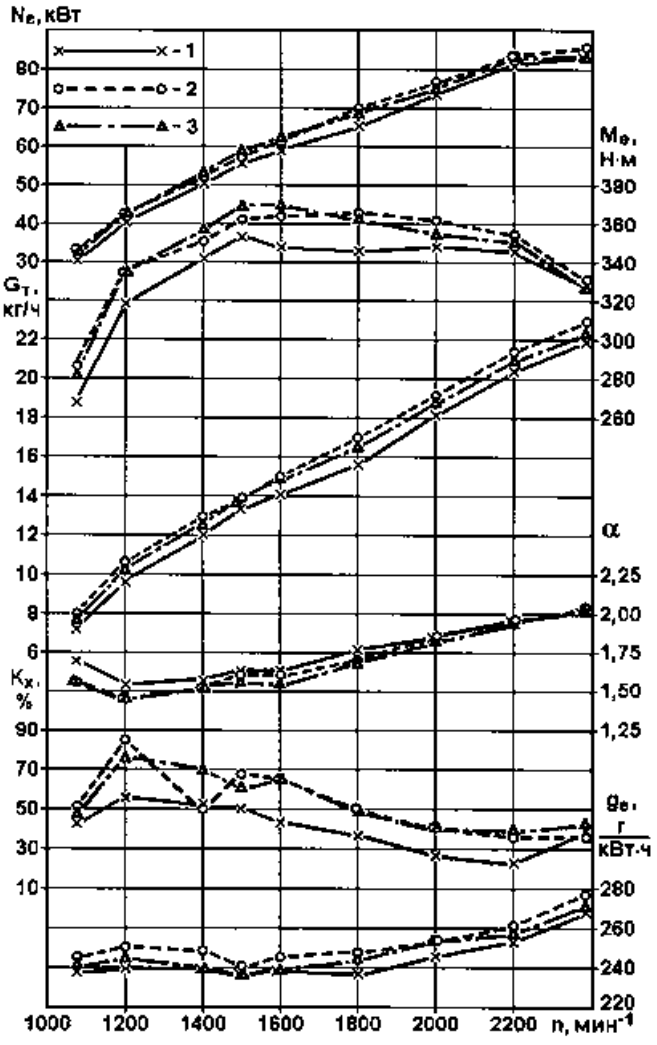



**Рис. 3. Зависимость эффективной мощности $N_e$, крутящего момента $M_e$, расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ $K_x$ и удельного эффективного расхода топлива $g_e$ от частоты вращения $n$ дизеля Д-245.12С на режимах работы по внешней скоростной характеристике при использовании форсунок с различным отношением $l_р/d_р$:**

1 — $l_р/d_р = 2{,}81$; 2 — $l_р/d_р = 2{,}19$; 3 — $l_р/d_р = 1{,}41$

Удельный эффективный расход топлива дизеля, оснащенного распылителями с отношением $l_р/d_р = 2{,}81$ (комплектация № 1), в скоростном диапазоне $n = 1080—1800$ мин$^{-1}$ сохраняется примерно постоянным и равным $g_e = 240$ г/(кВт · ч), а на номинальном режиме он возрастает до $g_e = 267{,}6$ г/(кВт · ч) (см. рис. 3). При эхом дымность ОГ дизеля на номинальном скоростном режиме составила $K_x = 35$ % по шкале Хартриджа.

Поскольку распылители по вариантам № 2 и № 3 отличаются от распылителей по варианту № 1 большей суммарной эффективной площадью $\mu_р f_р$ распыливающих отверстий (см. табл. 2), при экспериментах на дизеле с неизменным положением упора максимальной подачи топлива при установке этих распылителей значительно растет часовой расход топлива $G_т$, заметно уменьшается коэффициент избытка воздуха $\alpha$, увеличивается удельный эффективный расход топлива $g_e$ и дымность ОГ $K_x$. В частности, на режиме с $n = 1200$ мин$^{-1}$ замена распылителей по варианту № 1 ($l_р/d_р = 2{,}81$) на распылители № 2 и № 3 ($l_р/d_р$ соответственно равна 2,19 и 1,41) приводит к снижению $\alpha$ с 1,59 до 1,48 и 1,49, росту параметра $g_e$ с 240,2 до 251,9 и 245,3 г/(кВт · ч), повышению дымности $K_x$ с 59 до 85 и 78 %, соответственно. Но в результате замены распылителей № 1 на распылители № 2 и № 3 увеличиваются и мощностные показатели дизеля ($N_e$ и $M_e$). На указанном режиме с $n = 1200$ мин$^{-1}$ крутящий момент $M_e$ увеличился с 319 (при $l_р/d_р = 2{,}81$) до 336 Н · м (при $l_р/d_р = 2{,}19$ и $l_р/d_р = 1{,}41$). На режиме максимального крутящего момента двигателя (при $n = 1500$ мин$^{-1}$) момент $M_e$ увеличился с 350 (комплектция № 1) до 363 (комплектация № 2) и 370 Н · м (комплектация № 3).

Характеристики показателей дизеля Д-245.12С с распылителями различных типов, полученные при его работе на режимах 13-ступенчатого испытательного

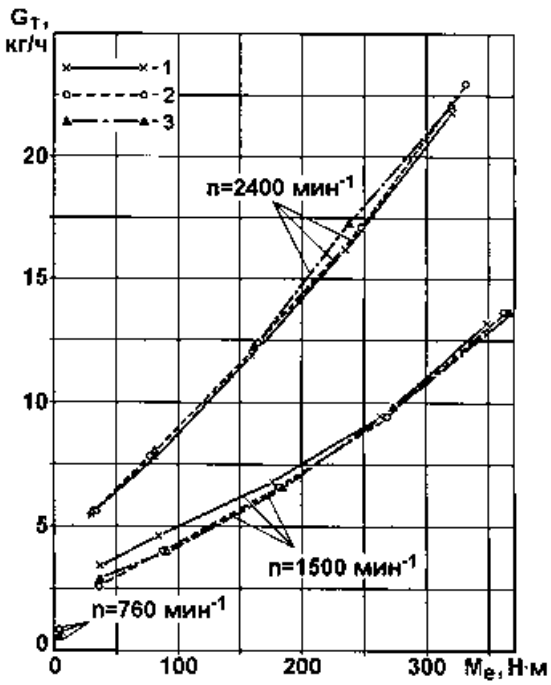



**Рис. 4. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения $n$ и эффективного крутящего момента $M_e$) дизеля Д-245.12С, оборудованного форсунками с различным отношением $l_р/d_р$:**

1 — $l_р/d_р = 2{,}81$; 2 — $l_р/d_р = 2{,}19$; 3 — $l_р/d_р = 1{,}41$

цикла ECE R49, приведены на рис. 4—7. Данные по часовому расходу топлива $G_т$, приведенные на рис. 4 показывают, что на режиме максимальной мощности при частоте вращения $n = 2400$ мин$^{-1}$ наименьший расход топлива $G_т$ получен при использовании распылителей по варианту № 1. На режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ эти распылители, напротив, обеспечивают наибольший расход топлива. Расходы топлива дизеля, работающего на режиме холостого хода при $n = 760$ мин$^{-1}$, соизмеримы при использовании всех трех комплектаций распылителей.

Сравнительная оценка эксплуатационной топливной экономичности дизеля, оснащенного распылителями с различной длиной распыливающих отверстий, проведена на режимах 13-ступенчатого цикла по условному среднему

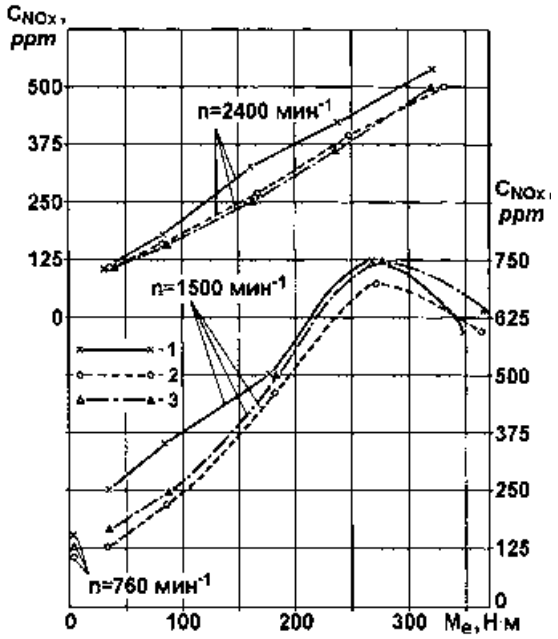



**Рис. 5. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота $C_{NO_x}$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения $n$ и эффективного крутящего момента $M_e$) дизеля Д-245.12С, оборудованного форсунками с различным отношением $l_р/d_р$:**

1 — $l_р/d_р$ = 2,81; 2 — $l_р/d_р$ = 2,19; 3 — $l_р/d_р$ = 1,41

эффективному расходу топлива, определенному по выражению

$$g_{e\ усл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{Ti} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i}, \qquad (1)$$

где $G_{Ti}$ — часовой расход топлива на $i$-м режиме; $N_{ei}$ — мощность двигателя на этом режиме; $K_i$ — коэффициент, отражающий долю времени каждого режима; $i$ — число режимов.

Приведенные в табл. 3 расчетные величины $g_{e\ усл}$ свидетельствуют о том, что установка распылителей по вариантам № 2 и 3 позволяет снизить расход топлива соответственно на 2,1 и 2,6 % по сравнению с использованием распылителей по варианту № 1.

Длина распыливающих отверстий форсунок оказывает заметное влияние и на эмиссию токсичных компонентов ОГ. Положительным эффектом сокращения длины распыливающих отверстий является уменьшение содержания в ОГ оксидов азота $NO_x$, отмечаемое на большинстве режимов работы дизеля (см. рис. 5). В частности, на режиме с частотой вращения $n$ = 1500 мин$^{-1}$ и нагрузкой $M_e$ = 100 Н · м концентрация в ОГ оксидов азота $C_{NO_x}$ снижается с 375 ppm (где ppm — миллионные объемные доли) при использовании распылителей по варианту № 1 до 270 и 240 ppm при установке распылителей по вариантам № 3 и № 2 соответственно. Однако на режиме максимального крутящего момента при $n$ = 1500 мин$^{-1}$, оказывающего наибольшее влияние ($K_i$ = 25 %) на интегральные показатели токсичности ОГ, наименьшую концентрацию $NO_x$ обеспечивают распылители варианта № 1. В целом, установка распылителей с уменьшенной длиной $l_р$ (комплектации № 2 и № 3) обеспечивает некоторое уменьшение выброса $e_{NO_x}$ (на 7—10 %, см. табл. 3).

Влияние длины распыливающих отверстий на концентрацию в ОГ монооксида углерода CO но-

Таблица 3

**Показатели дизеля Д-245.12 с различными распылителями**

| Показатели дизеля | Вариант № 1: $l_р$ = 0,90 мм ($l_р/d_р$ = 2,81) | Вариант № 2: $l_р$ = 0,70 мм ($l_р/d_р$ = 2,19) | Вариант № 3: $l_р$ = 0,45 мм ($l_р/d_р$ = 1,41) |
|---|---|---|---|
| Часовой расход топлива на номинальном режиме, $G_т$, кг/ч | 21,99 | 22,97 | 22,16 |
| Крутящий момент дизеля на номинальном режиме $M_e$, Н · м | 327 | 329 | 325 |
| Удельный эффективный расход топлива на номинальном режиме $g_e$, г/(кВт · ч) | 267,6 | 277,6 | 271,6 |
| Условный (средний) на режимах 13-ступенчатого цикла удельный эффективный расход топлива $g_{e\ усл}$, г/(кВт · ч) | 268,3 | 262,7 | 261,2 |
| Дымность ОГ на номинальном режиме $K_x$, % по шкале Хартриджа | 35 | 35 | 42 |
| Дымность ОГ на режиме максимального крутящего момента $K_x$, % по шкале Хартриджа | 52 | 68 | 60 |
| Интегральный удельный выброс оксида азота $e_{NO_x}$, г/(кВт · ч) | 6,439 | 5,775 | 5,995 |
| Интегральный удельный выброс монооксида углерода $e_{CO}$, г/(кВт · ч) | 4,464 | 5,730 | 5,565 |
| Интегральный удельный выброс углеводородов $e_{CH_x}$, г/(кВт · ч) | 2,958 | 1,767 | 1,213 |

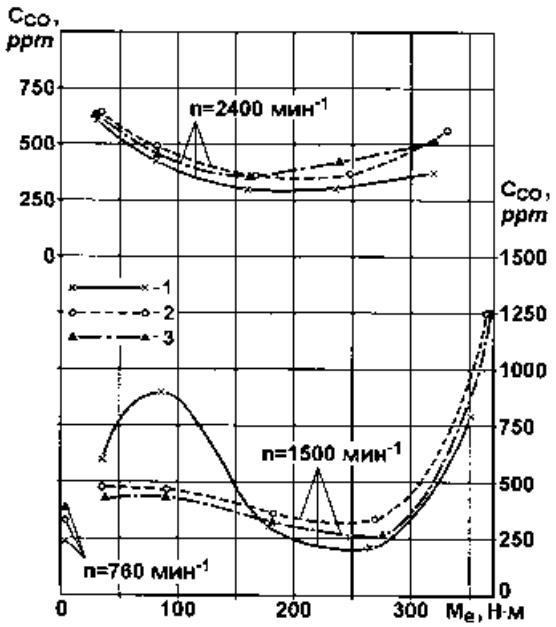



**Рис. 6. Зависимость объемной концентрации в ОГ монооксида углерода $C_{CO}$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения $n$ и эффективного крутящего момента $M_e$) дизеля Д-245.12С, оборудованного форсунками с различным отношением $l_p/d_p$:**

1 — $l_p/d_p$ = 2,81; 2 — $l_p/d_p$ = 2,19; 3 — $l_p/d_p$ = 1,41

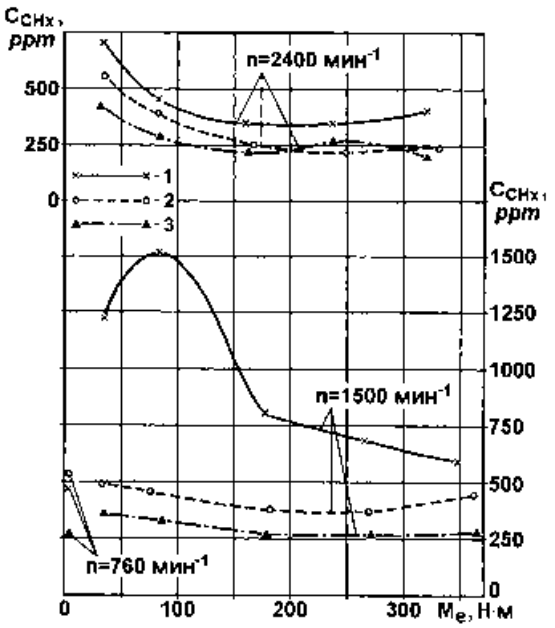



**Рис. 7. Зависимость объемной концентрации в ОГ углеводородов $C_{CH_x}$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения $n$ и эффективного крутящего момента $M_e$) дизеля Д-245.12С, оборудованного форсунками с различным отношением $l_p/d_p$:**

1 — $l_p/d_p$ = 2,81; 2 — $l_p/d_p$ = 2,19; 3 — $l_p/d_p$ = 1,41

сит противоречивый характер (см. рис. 6). Использование штатных распылителей (комплектация № 1) приводит к аномальному содержанию CO в ОГ на режиме с $n = 1500$ мин$^{-1}$ и $M_e = 85$ Н · м ($C_{CO} = 900$ pmm). Установка распылителей с меньшей длиной распыливающих отверстий позволяет устранить такую экстремальную концентрацию CO: использование распылителей по вариантам № 2 и № 3 приводит к уменьшению содержанию CO в ОГ на указанном режиме до 480 и 435 ppm, т. е. в 1,9 и 2,1 раза по сравнению с распылителями по варианту № 1. Однако на большинстве остальных режимов предпочтительные результаты дает установка распылителей по варианту № 1. Особенно это заметно на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$. Поэтому при использовании распылителей № 2 и № 3 отмечен заметный рост удельных массовых выбросов монооксида углерода $e_{CO}$ по сравнению с комплектацией № 1 (на 25—28 %, см. табл. 3).

Наиболее значительное влияние длина распыливающих отверстий форсунок оказывает на концентрацию в ОГ другого продукта неполного сгорания топлива — несгоревших углеводородов $CH_x$ (см. рис. 7). Для всех рассматриваемых режимов при установке распылителей по варианту № 1 значительно растет содержание $CH_x$ в ОГ, а на режиме с $n = 1500$ мин$^{-1}$ и $M_e = 85$ Н · м становится аномальным ($C_{CH_x} = 1520$ ppm). Установка распылителей с меньшей длиной распыливающих отверстий позволяет устранить экстремальную концентрацию углеводородов в ОГ и заметно снизить содержание $CH_x$ в ОГ на всех исследуемых режимах. Так, при использовании распылителей по вариантам № 2 и № 3 уменьшается концентрация $CH_x$ в ОГ на указанном режиме до 450 и 315 ppm, т. е. в 3,4 и 4,8 раза по срав-

нению с применением комплектации № 1. Это объясняется тем, что при форсировании топливной аппаратуры НЗТА по давлению впрыскивания длина струй $L$ чрезмерно увеличивается и часть топлива попадает на стенки КС, что и является причиной значительного увеличения содержания $C_{CH_x}$.

При уменьшении длины распыливающих отверстий в распылителях (варианты № 2 и № 3) сокращается длина топливных струй, уменьшается количество топлива, попадающего на стенки КС, и, следовательно, понижается концентрация $CH_x$ в ОГ. Кроме того, уменьшение отношения $l_р/d_р$, увеличивает ширину В струи топлива и выравнивает локальные значения коэффициента избытка воздуха $\alpha$ в зоне смешения топлива и воздуха. Расчет интегральных удельных массовых выбросов углеводородов $e_{CH_x}$ подтвердил значительное преимущество распылителей по вариантам № 2 и № 3 с точки зрения выбросов углеводородов $e_{CH_x}$. Так, замена распылителей по варианту № 1 на распылители по вариантам № 2 и № 3 сопровождается уменьшением удельного выброса $e_{CH_x}$ с 2,958 до 1,767 и 1,213 г/(кВт · ч), т. е. на 40—60 % (см. табл. 3).

Вместе с тем, представленные выше данные свидетельствуют о сложной противоречивой зависимости показателей топливной экономичности и токсичности ОГ от длины распыливающих отверстий форсунки $l_р$. Так, на номинальном режиме работы при уменьшении $l_р$ в исследуемом диапазоне ($l_р$ = 0,9—0,45 мм) дымность ОГ $K_x$ сначала остается неизменной, а при $l_р < 0{,}7$ мм начинает увеличиваться (рис. 8). При этом удельный эффективный расход топлива $g_e$ сначала увеличивается, а затем начинает уменьшаться (характеристика $g_e$ имеет максимум при $l_р = 0{,}70$ мм). Таким образом, на номинальном режиме работы при $n = 2400$ мин$^{-1}$ наилучшее сочетание показателей, характеристики которых представлены на рис. 8, обеспечивает длина распыливающих отверстий $l_р = 0{,}9$ мм (отношения $l_р/d_р = 2{,}81$).

На режимах 13-ступенчатого испытательного цикла зависимость показателей топливной экономичности и токсичности ОГ от величины $l_р$ несколько иная (рис. 9). При уменьшении длины $l_р$

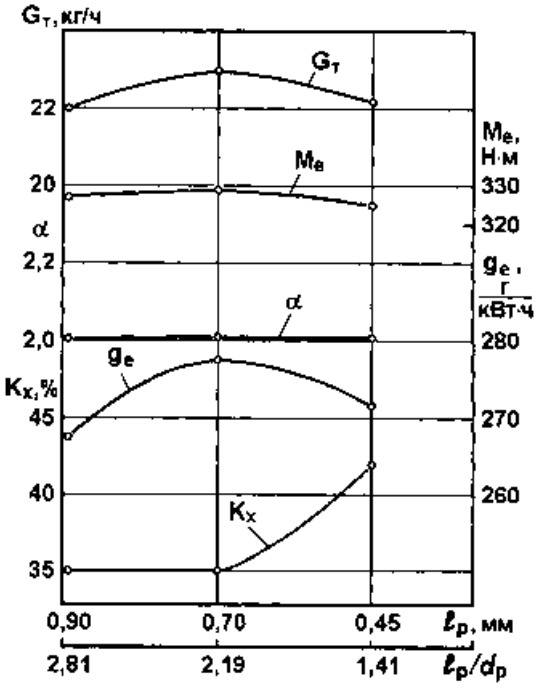



**Рис. 8. Зависимость часового расхода топлива $G_т$, эффективного крутящего момента $M_e$, коэффициента избытка воздуха $\alpha$, удельного эффективного расхода топлива $g_e$ и дымности ОГ $K_x$ от длины распыливающих отверстий $l_р$ (отношения $l_р/d_р$) на номинальном режиме при $n$ = 2400 мин$^{-1}$**

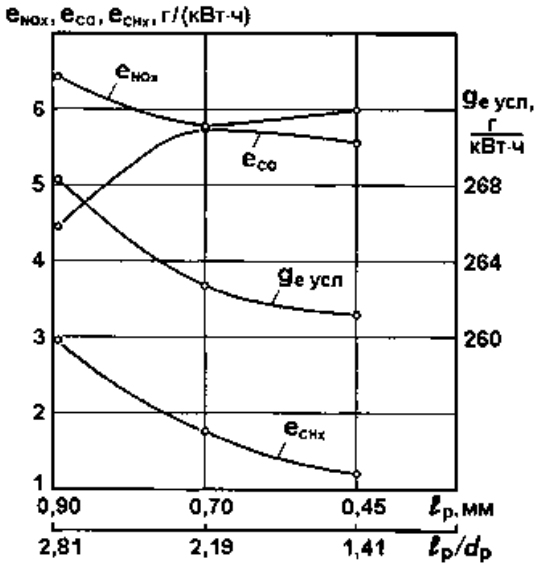



**Рис. 9. Зависимость условного удельного эффективного расхода топлива $g_{e\ усл}$ и удельных массовых выбросов оксидов азота $e_{NO_x}$, монооксида углерода $e_{CO}$ и несгоревших углеводородов $e_{CH_x}$ от длины распыливающих отверстий $l_р$ (отношений $l_р/d_р$) на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла**

от 0,90 до 0,45 мм условный удельный эффективный расход топлива $g_{e\,усл}$, рассчитанный по выражению (1), монотонно снижается с 268,3 до 261,2 г/(кВт · ч). При этом эмиссия несгоревших углеводородов $e_{CH_x}$ также монотонно снижается, а выбросы монооксида углерода $e_{CO}$ сначала возрастают, достигают максимума при $l_p = 0{,}70$ мм, а затем начинают уменьшаться. Характеристика выброса оксидов азота $e_{NO_x}$, напротив, имеет минимум при $l_p = 0{,}70$ мм. Таким образом, с учетом интегральных показателей дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла предпочтительно использовать распылители с уменьшенной длиной распыливающих отверстий.

Проведенный анализ показал, что на режимах 13-ступенчатого цикла интегральные показатели топливной экономичности и токсичности ОГ исследованного дизеля в значительной степени зависят от длины распыливающих отверстий форсунок. Так, оснащение дизеля распылителями с уменьшенной длиной распыливающих отверстий (комплектации № 2 и № 3) позволяет сократить расход топлива (на 2,1—2,6 %) и значительно понизить выбросы несгоревших углеводородов $CH_x$ с ОГ (на 40—60 %). При этом выбросы оксидов азота $NO_x$ с ОГ снижаются на 7—10 %. Но при использовании распылителей с уменьшенной длиной распыливающих отверстий заметно увеличивается эмиссия монооксида углерода CO (на 25—28 %).

Для достижения требуемых интегральных показателей эмиссии монооксида углерода CO необходимо дальнейшее совершенствование процессов подачи и распыливания топлива, которое должно предусматривать, в частности, оптимизацию сочетаний отношения $l_p/d_p$ с объемной скоростью плунжера и проходным сечением распылителя $\mu_p f_p$. Выброс этого токсичного компонента эффективно снижается и при применении окислительных нейтрализаторов ОГ, устанавливаемых в выпускной системе дизеля [8].

Результаты проведенных экспериментальных исследований подтвердили необходимость оптимизации длины распыливающих отверстий форсунок транспортного дизеля с учетом показателей его топливной экономичности и токсичности ОГ.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**


1. **Трусов, В. И.** Форсунки автотракторных дизелей [Текст] / В. И. Трусов, В. П. Дмитренко, Г. Д. Масляный. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.
2. **Марков, В. А.** Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях [Текст] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. И. Мальчук. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2007. — 360 с.
3. **Паюсов, В. И.** Влияние относительной длины распыливающих отверстий форсунки на развитие топливного факела в форсированном быстроходном дизеле [Текст] / В. И. Паюсов, Ю. А. Лукин, Н. К. Власова // Совершенствование и создание форсированных двигателей: Труды ЦНИДИ. Л., 1982. — С. 73—78.
4. **Распыливание** жидкостей [Текст] / Ю. Ф. Дитякин, Л. А. Кличко, Б. В. Новиков и др. — М.: Машиностроение, 1977. — 208 с.
5. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов. [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
6. **Топливные** системы и экономичность дизелей [Текст] / И. В. Астахов, Л. Н. Голубков, В. И. Трусов и др. — М.: Машиностроение, 1990. — 288 с.
7. **Markov V. A., Gladyshev S. P., Devyanin S. N.** et al. Perfection of the Processes of the Fuel Spraying and the Fuel-Air Mixture Creating in a High-Speed Diesel Engine, Working on the Bio-Fuel Mixture // SAE Technical Paper Series. 2009. № 2009-01-0845. — 7 p.
8. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.

УДК 629.113
**Х. А. Фасхиев,**
д-р техн. наук,
ОАО "КАМАЗ"
E-mail:
faskhiev@mail.ru

# Нормирование прочности балок передних мостов грузовых автомобилей

*Приведена методика установления норм прочности балок передних мостов грузовых автомобилей. Определены критерии работоспособности, необходимые запасы прочности для балок самосвалов КАМАЗ-55111. Установлено, что балки мостов, удовлетворяющие нормам прочности по статическим напряжениям изгиба и кручения, соответствуют и критерию усталостной долговечности.*

***Ключевые слова:*** *балка моста, норма прочности, грузовой автомобиль, тензометрирование, предел текучести, усталостная долговечность.*

Конкурентоспособность — ключевой оценочный критерий изделий, в том числе и транспортных средств, определяется их ценой и качеством. Платежеспособные покупатели при выборе товара однозначно предпочтение отдают критерию качества. Это обусловлено тем, что качественный товар за свой жизненный цикл гораздо более эффективен, чем некачественный дешевый. Среди составных элементов качества транспортных средств центральное место занимает показатель надежности, т. е. вероятность сохранения работоспособности изделия в течение заданного срока службы. Высокую надежность автомобиля невозможно достичь, не обеспечивая надежности его деталей, узлов и агрегатов. При разработке особое внимание должно быть уделено показателям надежности таких тяжелонагруженных в эксплуатации несущих деталей, агрегатов, как рама, платформа, подвеска, балки мостов, зубчатые колеса, карданные валы, которые теряют работоспособность из-за повреждений усталостного характера. По данным ряда исследователей для грузовых автомобилей доля отказов по причине усталостных разрушений составляет от 45 до 55 %.

Одной из актуальных технико-технологических задач в автомобилестроении является разработка норм прочности деталей, узлов и агрегатов, как например, в авиа-, судо- и вагоностроении. Предметом нормирования являются:

1) режим работы и виды нагрузок, действующих на детали;

2) расчетные схемы и методы расчета деталей и узлов;

3) критерии разрушения;

4) предельные состояния, по которым производится расчет;

5) запасы прочности, допускаемые напряжения, жесткость и долговечность деталей и узлов;

6) требования к механическим характеристикам применяемых материалов.

При этом необходимо добиться принципа, что изделие, соответствующее нормам прочности в эксплуатации, не должно иметь разрушений и должно иметь минимально возможную стоимость при изготовлении. Наличие норм прочности деталей и агрегатов автотранспортных средств способствует сокращению сроков их проектирования и доводки, повышению надежности и экономичности, снижению материалоемкости, а следовательно, стоимости автомобиля, созданию конкурентоспособных моделей, наиболее полно соответствующих эксплуатационным требованиям. Кроме того, при наличии норм прочности появляется возможность проектировать детали, соответствующие нормам прочности, а на стадии доводки оперативно проверить соответствие их нормам прочности. К сожалению, в автомобилестроении в настоящее время отсутствуют общепринятые нормы прочности и работы в данной области, начатые в конце 80-х годов прошлого столетия, практически остановились.

Ниже рассматривается методика разработки норм прочности одной из особо тяжелонагруженных несущих деталей автомобилей — балки переднего моста грузового автомобиля.

Конструкции передних мостов различных автомобилей имеют много схожих технических решений, поэтому многолетний опыт проектирования и эксплуатации мостов разными производителями может быть распространен на разработки новых конструкций.

Балка моста с точки зрения прочности характеризуется двумя критериями: предельной нагрузкой по текучести и усталостной долговечностью, из которых на этапе проектирования можно оценить только первое. Усталостную долговечность из-за отсутствия характеристик эксплуатационной нагруженности и усталостно-прочностных характеристик балки на ранних этапах проектирования невозможно предсказать с удовлетворительной точностью. Даже при известных усталостных характеристиках и закономерностях эксплуатационной нагруженности расчетная долговечность изделия может отличаться от действительной в 2—3 раза [1]. При таких обстоятельствах наиболее целесообразным решением будет являться разработка норм прочности балок передних мостов по статическим напряжениям, но с одним условием — принятые нормы прочности должны обеспечивать надежность балки и по критерию усталостной долговечности.

Практика эксплуатации балок мостов показывает [2, 3], что при обеспечении запасов прочности по напряжениям изгиба и по текучести на кручения балки передних мостов имеют запас и по усталостной долговечности. Балка моста из-за действия больших поперечных нагрузок при повышенных требованиях к жесткости, обусловленных требованиями к управляемости, имеет обычно такие геометрические размеры, что в эксплуатации амплитуды переменных напряжений изгиба даже в опасных зонах балки не превышают значения предела выносливости балки. Этому способствуют и высокие прочностные и усталостные характеристики материала балок. Балки мостов автомобилей, как правило, изготовляются из высокопрочных среднеуглеродистых сталей, обязательно подвергаются термообработке, и тем самым предел текучести достигается не ниже 500 МПа, а предел выносливости — не меньше 200 МПа. Опыт эксплуатации показывает, что еще не было не одного случая усталостного разрушения балок передних мостов, тогда как пластические деформирования балок встречаются [2]. Пластический изгиб балки чаще происходит в горизонтальной плоскости под действием удара колеса об вертикальное препятствие, реже — в вертикальной плоскости при попадании под колеса неровностей при езде с большой скоростью. На практике были также случаи скручивания балок, что наиболее вероятно при экстренном торможении нагруженного автомобиля, сочетающемся с ударом колеса о препятствие.

Приведенные выше сведения позволяют сделать вывод о том, что прочность балок мостов необходимо нормировать по изгибным напряжениям в вертикальной и горизонтальной плоскостях и по напряжениям кручения. В эксплуатации пластическое деформирование балок недопустимо, так как нарушаются геометрические характеристики управляемости автомобиля, усиливается интенсивность изнашивания шин. Поэтому за предельное напряжение в балках мостов необходимо принимать нормальные и касательные напряжения текучести материала, относительно которых и должен быть определен запас прочности. Для расчета запаса прочности следует определить максимальные эксплуатационные напряжения в опасных сечениях балки и пределы текучести материала балки.

Напряженно-деформированное состояние балок передних мостов в эксплуатации исследовалось на автомобиле-самосвале КАМАЗ-55111 грузоподъемностью 13 т. Автомобили-самосвалы эксплуатируются в более тяжелых условиях, чем автомобили общетранспортного назначения и седельные тягачи. По этой причине конструкции балок, спроектированные для автомобилей-самосвалов, могут быть распространены для применения и на другие модели семейства.

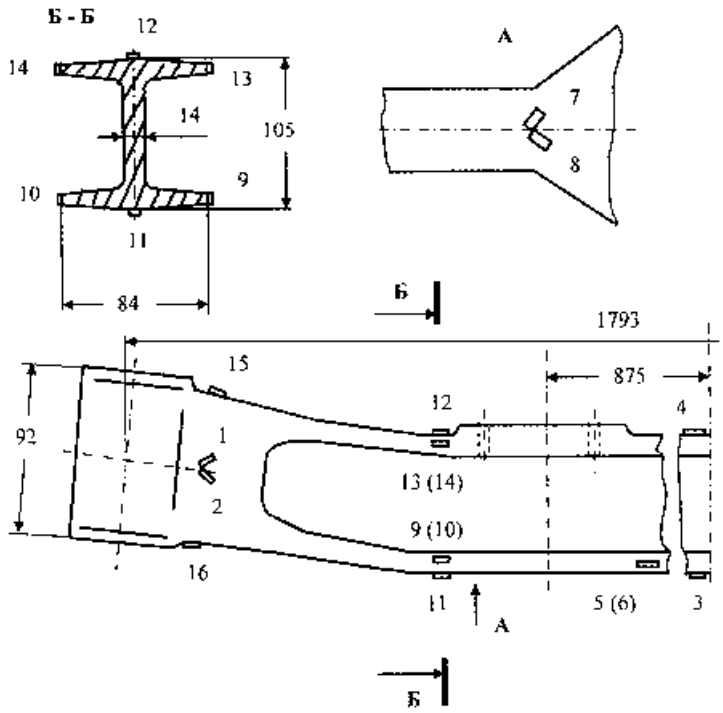



**Схема наклейки тензодатчиков на балку переднего моста автомобиля-самосвала КАМАЗ-55111**

Номинальная нагрузка на переднюю ось снаряженного автомобиля КАМАЗ-55111 составляет 28,6 кН, а нагруженного — 49,4 кН. Для тензометрирования балки в эксплуатации на серийную балку моста, изготовленную из стали 45Х (предел текучести $\sigma_т = 750$ МПа), были наклеены 16 тензодатчиков типа 2ПКБ10-200 (см. рисунок). В качестве тензометрической и регистрирующей аппаратуры были использованы шестиканальный тензоусилитель KWS/6A-5 и шлейфовый осциллограф К12-22. Записи деформаций проводились на полигоне НИЦИАМТ (г. Дмитров) при движении автомобиля по треку со сменными неровностями со скоростью 10 км/ч, по "бельгийской мостовой" со скоростью 40 км/ч и при торможении на асфальте со скорости 70 км/ч до полной остановки автомобиля. Максимальные напряжения на балке моста (табл. 1) наблюдаются с наружной стороны рессорной площадки на верхней полке двутавра (датчик 13) при тормо-

Таблица 1

**Результаты измерений максимальных напряжений, МПа, балки переднего моста автомобиля КАМАЗ-55111 грузоподъемностью 13 т**

| № датчика (см. рисунок) | Статическое нагружение автомобиля | | Динамическое нагружение автомобиля | | | | "Бельгийская мостовая" (нагруженность автомобиля) |
|---|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | при торможении | | на треке со сменными неровноятми | | |
| | снаряженного | нагруженного | снаряженного | нагруженного | снаряженного | нагруженного | |
| 1 | 2,0 | −2,0 | 140,0 | 177,0 | −14,0 | −22,0 | 24,0 |
| 2 | −16,0 | −30,0 | −276,0 | 342 | 10 | 9 | −47 |
| 3 | 94 | 122 | 184 | 130 | 163 | 226 | 290 |
| 4 | −110 | −148 | −142 | −220 | −166 | −240 | −290 |
| 5 | 110 | 112 | −64 | −130 | 198 | 224 | 192 |
| 6 | 106 | 112 | 448 | 464 | 193 | 312 | 199 |
| 7 | 30 | 36 | −270 | 52 | −296 | −73 | −66 |
| 8 | 28 | 36 | 368 | 378 | −132 | 124 | 92 |
| 9 | 60 | 76 | −48 | −101 | 116 | 140 | 148 |
| 10 | 56 | 78 | 306 | 343 | 186 | 278 | 208 |
| 11 | 70 | 94 | 174 | 232 | 159 | 183 | 131 |
| 12 | −74 | −102 | −191 | −270 | −122 | −244 | −158 |
| 13 | −58 | −86 | −498 | −556 | −253 | −382 | −270 |
| 14 | −68 | −92 | 252 | 260 | −148 | −179 | −188 |
| 15 | −52 | −84 | −97 | −148 | −156 | −196 | −108 |
| 16 | 64 | 106 | 134 | 290 | 130 | 306 | 173 |

жении автомобиля. Максимальные напряжения сжатия в этой зоне доходят до 556 МПа. При статическом нагружении моста напряжения в этой зоне не превышают 86 МПа, т. е. коэффициент динамичности в зоне рессорной площадки на верхней полке двутавра доходит до 6,5. Напряжения в опасной зоне складываются из напряжений от вертикальных и горизонтальных нагрузок, действия которых при торможении суммируются и создают напряжения сжатия.

Максимальные напряжения растяжения наблюдаются на нижней полке с передней стороны балки в зоне установки датчика 6. В этой зоне суммируются напряжения растяжения от вертикальных и горизонтальных нагрузок, и коэффициент динамичности при торможении нагруженного автомобиля доходит до 4,2. Напряжения между рессорными площадками обычно меньше, чем со стороны колеса до рессорной площадки [3].

Датчики, наклеенные по центру верхней и нижней полок (7, 8, 11, 12), фиксируют напряжения только от вертикальных нагрузок. Динамический коэффициент в зонах расположения данных датчиков находится в пределах 2—2,9. Напряжения значительно увеличиваются при движении автомобиля по "бельгийской мостовой" с большой скоростью. Так, максимальное напряжение растяжения, равное 297 МПа, наблюдалось на нижней полке между рессорными площадками, что может быть объяснено действием инерционных нагрузок от массы балки. При движении по неровной дороге суммарные напряжения от вертикальных и горизонтальных нагрузок превышают статические напряжения от 2 до 4,5 раза.

Определение динамических коэффициентов нагруженности по результатам дорожных испытаний осуществлялось относительно статических напряжений только от вертикальной номинальной нагрузки. Как было показано выше, величина статических напряжений для наиболее нагруженной зоны может возрастать до 6,5 раза. Таким образом, запас прочности по изгибу в вертикальной плоскости для автомобилей семейства КАМАЗ должен быть не менее 7, причем этот запас прочности указан для наиболее опасной зоны, где напряжения от вертикальных и горизонтальных нагрузок имеют максимальные значения и одинаковый знак.

Геометрические параметры балки в горизонтальной плоскости могут быть определены в зависимости от вертикального момента сопротивления балки изгибу. Горизонтальные нагрузки на балку неведущего моста возникают при торможении или при ударе колес о вертикальное препятствие. Если учесть, что коэффициент скольжения шин на сухой дороге находится в пределах 0,3—0,5, горизонтальная сила, действующая на балку при торможении, будет в 2—3 раза меньше вертикальной, поэтому у известных конструкций балок мостов отношение моментов сопротивления изгибу в вертикальной и горизонтальных плоскостях находится именно в этих пределах.

Дорожные испытания показывают [2, 3], что горизонтальные напряжения в среднем составляют 50 % вертикальных напряжений, но при ударе колес о препятствие могут достигать и до 70—80 %. Учитывая, что известные конструкции балок мостов удовлетворяют эксплуатационным требованиям, для автомобилей с осевой нагрузкой до 30 кН отношение момента сопротивления изгибу в вертикальной плоскости ($W_в$) к моменту сопротивления изгибу в горизонтальной плоскости ($W_г$) рекомендуется принимать в пределах 2—2,3, а для автомобилей с осевой нагрузкой выше 30 кН — в пределах 2,3—2,7.

Важным оценочным показателем прочности балки моста является также запас прочности по кручению, который определяется как отношение момента кручения по текучести к максимальному крутящему моменту балки, реализуемому при экстремальном торможении на сухой асфальто-бетонной дороге. В литературе отсутствуют какие-либо данные о запасе прочности по кручению балок мостов,

поэтому были проведены экспериментальные исследования на кручение балок мостов автомобилей КАМАЗ первых выпусков и модернизированных, балки которых изготовлены из стали 45 ($\sigma_т$ = 700 МПа) и 45Х ($\sigma_т$ = 720 МПа) соответственно. Предел текучести по кручению у балок из стали 45 находится в пределах 20—22 кН · м, а из стали 45Х — в пределах 25—26 кН · м, т. е. больше на 18 %. В эксплуатации балки из стали 45 на автомобилях КАМАЗ-55111, осевая нагрузка которых равна 44,7 кН, в отдельных случаях имели пластические деформации от крутящего момента, действующего на балке.

Максимальный крутящий момент, реализуемый тормозным устройством автомобиля КАМАЗ-55111, достигает 15 кН · м. Крутящий момент, прикладываемый к балке, увеличивается при ударе колеса о препятствие в момент торможения, и суммарные значения крутящего момента могут достигать значения предела текучести. Запас прочности по кручению балки, изготовленной из стали 45, равнялся 1,4. Как показала практика, он недостаточен. У балок из стали 45Х запас прочности по текучести на кручение повысился до 1,7. У автомобилей с балкой передней оси из стали 45Х в эксплуатации не было ни одного случая пластического деформирования балок. Исходя из этого, запас прочности балок передней оси автомобилей по кручению надо принять в пределах 1,5—1,7. Причем нижние значения предела рекомендуется принимать для седельных тягачей и автомобилей общетранспортного назначения, а верхние — для автомобилей-самосвалов и автомобилей, предназначенных для эксплуатации в тяжелых дорожных условиях.

Все несущие детали автомобилей при движении подвергаются переменным во времени нагрузкам, поэтому они должны нормироваться и по критерию усталостной долговечности. Этот критерий из-за отсутствия исходных данных на этапе разработки является наиболее сложным для проверки, вследствие чего редко применяется на практике. Долговечность детали более или менее достоверно может быть оценена на этапе доводки по данным режимометрирования и стендовых усталостных испытаний для определения характеристик усталостной прочности детали. Такие испытания носят длительный характер и требуют существенных материальных затрат и специализированного сервогидравлического сложного оборудования. Проблема может быть успешно решена, если долговечность оценивать методом сравнительных ускоренных стендовых испытаний при одном повышенном уровне регулярных нагрузок. Полученные при этом значения долговечности можно сопоставить с долговечностью аналогичной конструкции, полученной при тех же условиях испытаний, и сделать вывод о пригодности новой конструкции.

Дорожные испытания балок передних мостов автомобиля КАМАЗ-55111 показали, что амплитудное значение переменных напряжений в опасных зонах не превышает 556 МПа при торможении и 260 МПа (датчик 13) при движении по неровной дороге, т. е. коэффициент динамичности в редких случаях при движении доходит до 3 в наиболее нагруженных зонах. С учетом этого фактора и рекомендаций по испытанию несущих конструкций мостов на КАМАЗе [3] была разработана методика усталостных испытаний балок мостов. Согласно данной методике усталостные испытания балок мостов проводятся с приложением на рессорных площадках вертикальной отнулевой циклической нагрузки с частотой 7 Гц с максимальным значением, в 2,5 раза превышающим номинальную вертикальную нагрузку на мост в статике. Данные величины приняты по результатам режимометрирования балок мостов автомобилей-самосвалов в различных дорожных условиях и позволяют имитировать на стенде наиболее тяжелый режим нагружения балок в эксплуатации. Это максимально ускоряет испытания. Испытания балок проводятся в сборе с поворотными кулаками, которые посредством специальных башмаков опираются на масляные ванны, установленные на раме гидропульсатора "PZA" (Германия).

По описанной выше методике были проведены усталостные испытания шести балок мостов автомобиля КАМАЗ-55111, изготовленных из разных материалов: три балки были изготовлены из стали 45 и три — из стали 45Х. На рессорные площадки прикладывалась отнулевая циклическая нагрузка 112 кН, т. е. динамический коэффициент по номинальной вертикальной нагрузке на мост нагруженного автомобиля составил 2,5. Максимальные напряжения растяжения на полке под рессорной площадкой при этом равнялись 306 МПа.

Таблица 2

**Результаты усталостных испытаний балок передних мостов автомобиля КАМАЗ-55111**

| Материал балки, сталь | Условный номер | Число циклов до разрушения, $N \cdot 10^{-6}$ | Место разрушения |
|---|---|---|---|
| 45 | 1<br>2<br>3 | 1,59<br>1,47<br>1,50 | По сечению Б—Б (см. рисунок) |
| 45Х | 4<br>5<br>6 | 1,45<br>1,61<br>1,56 | |

Результаты усталостных испытаний (табл. 2) показали, что долговечность балок при замене стали 45 на сталь 45Х не повышается. Разрушения балок во всех случаях происходят по сечению отверстий под стремянки рессор (см. рисунок), где были зафиксированы максимальные напряжения при дорожных испытаниях. Балки мостов, имеющие долговечность при данных условиях испытания не менее $10^6$ циклов нагружения, обладают достаточной эксплуатационной надежностью [3]. Это подтверждается тем, что еще в практике неизвестно случаев усталостных разрушений балок передних мостов автомобилей КАМАЗ.

Высокая усталостная долговечность балок мостов объясняется тем, что материалы, применяемые для изготовления балок, имеют предел выносливости 350—450 МПа, тогда как амплитуда переменных напряжений от внешних нагрузок обычно меньше этих величин и долговечность детали значительно превышает ресурс автомобиля [3].

Таким образом, работоспособность балок передних мостов для высокопрочных термообработанных сталей обусловливается запасами прочности по статическим напряжениям изгиба и кручения. Балка, соответствующая требованиям отсутствия пластических деформаций в эксплуатации, удовлетворяет и требованиям по усталостной долговечности.

Критериями прочности балок мостов рекомендуется принять запасы прочности по напряжениям изгиба и кручения, определенные из условия текучести. Запас прочности балок передних мостов по напряжениям изгиба в вертикальной плоскости рекомендуется принимать не менее 7, по кручению — 1,5—1,7. Момент сопротивления изгибу в горизонтальной плоскости балок рекомендуется принимать в 2—2,7 раза меньше, чем в вертикальной плоскости. Балка из термообработанной высокопрочной стали при соблюдении этих статических норм прочности при испытании приложением отнулевой циклической нагрузки, превышающей в 2,5 раза номинальную нагрузку на мост, имеет усталостную долговечность больше нормативной, равной $10^6$ циклов.

Рекомендуемые нормы прочности могут быть уточнены в зависимости от условий эксплуатации проектируемого автомобиля, применяемых материалов, требований к его надежности.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**


1. **Серенсен, С. В**. Несущая способность и расчеты на прочность деталей машин [Текст] / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Н. С. Шнейдерович. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.
2. **Старк, Д. А.** Конструирование и испытание большегрузных автомобилей и тяжелых тракторов [Текст] / Д. А. Старк // Автомобильная промышленность США. — 1979. — № 2. — С. 21- 27.
3. **Марголис, С. Я.** Мосты автомобилей и автопоездов [Текст] / С. Я. Марголис. — М.: Машиностроение, 1983. — 160 с.

УДК 629.113

**А. Е. Чернов,**
канд. техн. наук,
Гос. техн. ун-т
МЭИ
E-mail:
alexzunder-66@
mail.ru

# Многофункциональный регулятор напряжения для генераторных установок нового поколения

*Рассмотрен многофункциональный регулятор напряжения для генераторных установок нового поколения. Применение нового регулятора напряжения позволяет исключить из схемы генераторной установки дополнительный выпрямитель. Кроме того, многофункциональный регулятор обеспечивает пониженные частоты возбуждения генератора и расширение диагностических функций, особенно индикации повышенного напряжения сети, обрыва фазного вывода или неисправности выпрямительного блока. Существенно расширена и система защиты регулятора напряжения при возникновении аварийных ситуаций. Применение в выходном каскаде многофункционального регулятора напряжения полевого транзистора и быстродействующего диода Шотки позволило уменьшить коэффициент пульсаций выходного напряжения и диапазон изменения мгновенных значений напряжений.*

***Ключевые слова:*** *многофункциональный регулятор напряжения, генераторная установка, диагностика, индикация, аварийная ситуации, пульсации напряжения, выходной каскад, элементная база, дополнительный выпрямитель, дополнительные диоды, контрольная лампа, аккумуляторная батарея, ток разряда, выпрямительный блок, двигатель внутреннего сгорания.*

В связи с резким ростом количества электронных систем на автомобиле, которые обеспечивают комфорт и безопасность при его эксплуатации, значительно возросли технические требования к автомобильным генераторным установкам, так как от их надежности и работоспособности во многом зависит работоспособность электронных систем и, следовательно, работоспособность автомобиля.

Для повышения надежности генераторной установки и расширения ее функциональных свойств разработан новый многофункциональный регулятор напряжения (79.3702) с использованием полупроводниковых компонентов ряда ведущих зарубежных компаний.

Одним из слабых элементов современных генераторных установок является наличие трех дополнительных диодов в схеме системы электроснабжения так называемого дополнительного выпрямителя. Применение нового регулятора напряжения позволит исключить дополнительный выпрямитель, при этом за счет особенностей схемы регулятора напряжения сохраняются все преимущества системы с дополнительными диодами (прежде всего пониженный ток через обмотку возбуждения при неработающем двигателе), а внешняя схема подключения генераторной установки с новым регулятором в бортовую сеть не меняется. Также новый регулятор напряжения позволяет облегчить режим пуска двигателя, так как при пуске двигателя регулятор отключает выходной ключ, уменьшая ток разряда аккумуляторной батареи.

Одной из отличительных особенностей нового многофункционального регулятора напряжения является возможность понижения частоты возбуждения генератора за счет повышения начального тока, проходящего через обмотку возбуждения генераторной установки путем оптимизации режима широтно-импульсной модуляции выходного транзистора регулятора. Это обеспечивает оптимальные

частоты возбуждения генератора, особенно при пуске двигателя с включенной дополнительной нагрузкой (например габаритные огни), что не позволяют сделать существующие генераторные установки, оснащенные регуляторами типа Я212 А11Е, 361.3702.

Включение измерительной цепочки регулятора напряжения непосредственно на вывод "плюс" генераторной установки дает возможность улучшить качество выходного напряжения. Появляющийся в этом случае небольшой силы ток разряда аккумуляторной батареи на входные цепи регулятора напряжения составляет 3,2 мкА, что за год составляет 0,03 А · ч, т. е. существенно ниже суточного саморазряда.

Одним из наиболее важных преимуществ разработанного регулятора напряжения является существенное расширение диагностических функций, особенно индикация повышенного напряжения сети, так как работа блока управления системы впрыска топлива уже при напряжении 17,5 В приводит к его выходу из строя, а стоимость его составляет более 3000 руб., что существенно выше стоимости регулятора напряжения. Существующие регуляторы напряжения типа Я212 А11Е, 361.3702 не обеспечивают индикацию повышенного напряжения. Эти регуляторы обеспечивают индикацию лишь неработающей генераторной установки (пониженного напряжения), но только при неисправной цепи возбуждения.

Кроме того, многофункциональный регулятор напряжения обеспечивает индикацию обрыва фазного вывода или неисправность выпрямительного блока.

Многофункциональный регулятор напряжения отличается и при работе в установившемся режиме генераторной установки. Прежде всего в новом регуляторе предусмотрена функция контроля роста нагрузки (LRC-функция, т. е. плавное увеличение уровня напряжения), что позволяет обеспечить более стабильную работу двигателя в режиме принудительного холостого хода, а также исключить ударные нагрузки на ремень привода генератора, увеличив тем самым срок его службы.

Существенно расширена и система защиты разработанного регулятора напряжения при возникновении аварийных ситуаций. Например, введена защита от короткого замыкания в цепи контрольной лампы. Возникновение этого режима в цепи контрольной лампы в существующих генераторах с регулятором типа Я212 А11Е или 361.3702 приводит к выходу из строя дополнительных диодов и, следовательно, к выходу из строя генераторной установки в целом (если только не выйдут из строя блок управления впрыском топлива и модуль зажигания). При использовании многофункционального регулятора напряжения работоспособность генераторной установки при коротком замыкании в цепи контрольной лампы сохраняется, а после устранения дефекта в цепи контрольной лампы восстанавливаются и диагностические функции регулятора.

В многофункциональном регуляторе напряжения введена и тепловая защита, что повышает надежность работы генераторной установки в тяжелых условиях эксплуатации при повышенной температуре окружающей среды. Существующие регуляторы напряжения не имеют тепловой защиты. Несмотря на отсутствие в схеме генераторной установки дополнительных диодов, за счет внутренней схемы многофункциональный регулятор напряжения имеет защиту выходного каскада регулятора от короткого замыкания в цепи обмотки возбуждения.

В новом регуляторе напряжения применена принципиально новая элемент-

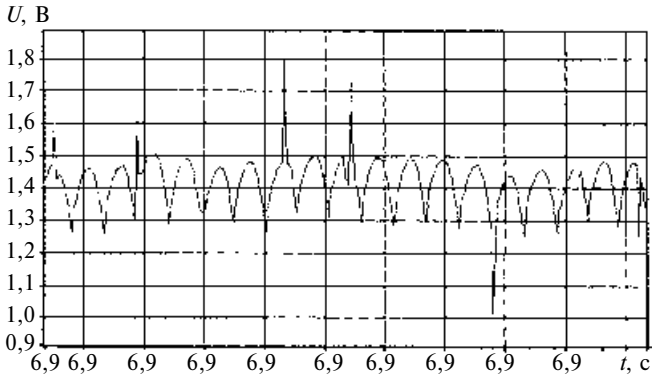



**Рис. 1. Изменение выходного напряжения при использовании регулятора Я212 А11Е**

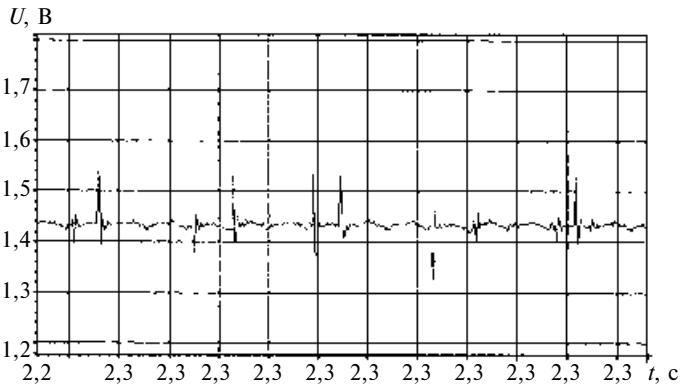



**Рис. 2. Изменение выходного напряжения при использовании многофункционального регулятора напряжения**

ная база, что позволяет не только повысить надежность регулятора напряжения, но и улучшить качество выходного напряжения. Так, использование в выходном каскаде регулятора полевого транзистора и быстродействующего диода Шотки позволило уменьшить коэффициент пульсаций выходного напряжения с 1 В (Я212 А 11Е или 361.3702) до 0,43 В и изменить диапазон мгновенных значений напряжений с 10—24 В (Я212 А11Е или 361.3702) до 12—18 В для многофункционального регулятора напряжения. Изменение выходного напряжения при использовании регулятора Я212 А11Е представлено на рис. 1, а изменение выходного напряжения при использовании регулятора многофункционального регулятора напряжения — на рис. 2.

В настоящее время многофункциональный регулятор напряжения (79.3702) с использованием полупроводниковых компонентов ряда ведущих зарубежных компаний внедрен в производство на ОАО "Электромодуль" (г. Молодечно, Республика Беларусь) и устанавливается на генераторные установки нового поколения для серийных автомобилей ВАЗ и КАМАЗ.


## *Вниманию читателей!*

**ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"**

принимает подписку на журналы на 2010 г.

При подписке через издательство 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 объявлений.*

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***

УДК 614.8 + + 623.4 + 656.08

# Наземный робототехнический эвакуационно-спасательный комплекс

**В. П. Ковалев,** д-р техн. наук, профессор, Заслуженный изобретатель РФ;
**М. М. Старостин,** академик РАЕН, Заслуженный изобретатель РФ, Общевойсковая академия ВС РФ, ЗАО "Премиксы"
E-mail: Vladkov966@mail.ru

*Рассмотрены универсальная механизированная сцепка и наземно-подводный самоходный эвакуационный комплекыс.*

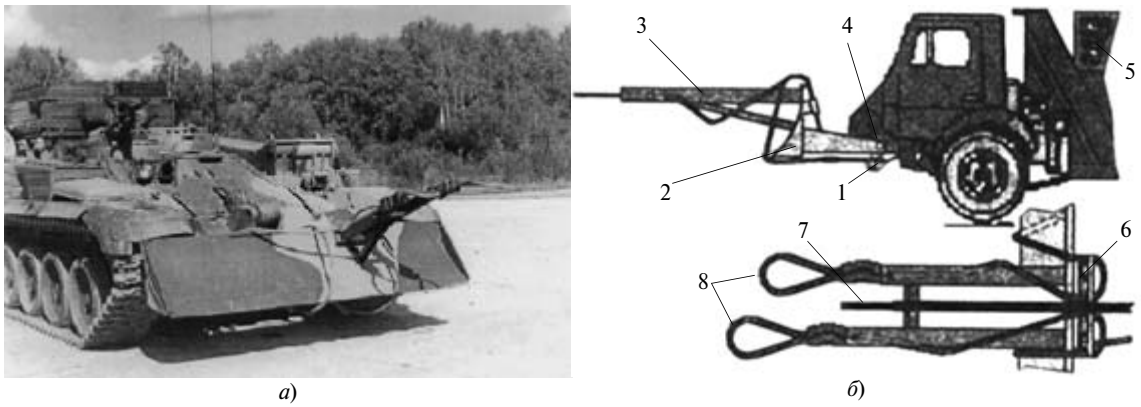
***Ключевые слова:*** *опасные зоны, эвакуация, спасение, механизация, роботизация, сцепка.*

Активная работа по созданию универсальных эвакуационно-спасательных средств проводится во многих развитых странах, так как роботизация этих работ в зонах боевых действий, аварий и катастроф актуальна уже несколько десятилетий и не решена до сего времени. Например, в Германии разработана армейская бронированная эвакуационная машина, выполняющая ряд функций в опасных зонах, в том числе механизированную сцепку без выхода экипажей. Однако конструкция наиболее важных и крайне необходимых устройств этой машины очень сложна и имеет ряд существенных недостатков.

В нашей стране в классе тяжелых робототехнических средств массой от 20 до 60 т могут быть использованы штатные армейские бронированные тягачи. Робототехнический эвакуационно-спасательный комплекс на базе этих машин предназначен для эвакуации людей и материальных средств из труднодоступных и опасных зон: заражений, обстрелов, пожаров, затоплений и комбинированных. Основу комплекса составляет бронированный тягач, оборудованный многофункциональным механизированным устройством и подводно-надводными средствами.

В России разработано и прошло испытания надежное и безопасное многофункциональное устройство, обеспечивающее механизацию сцепки и расцепки с различными машинами, разрушение препятствий и конструкций, подачу огнегасящих и нейтрализующих веществ и другие работы в опасных зонах без выхода людей из машин. Это устройство унифицировано, принято на снабжение в Минобороны России, является межвидовым эвакуационно-спасательным средством и может монтироваться на любое транспортное средство, имеющее манипулятор, управляемый изнутри, например бульдозерный отвал. Сцепка осуществляется с различными сцепными устройствами и с другими элементами конструкций машин. Технология и конструкция устройства защищены более чем двадцатью патентами в 1993—2006 гг., и могут быть использованы на тягачах (рис. 1, *а*), танках с бульдозером и пожарных танках, дорожно-землеройной машине, универсальной дорожной машине, инженерной машине разграждения и другой технике.

На универсальной дорожной машине (рис. 1, *б*) устройство крепится на бульдозерном отвале 2 и состоит из съемной штанги 3 с захватами, буксирных тросов 8, кронштейнов 6 для крепления средних частей тросов и других элементов, например,




*а*) *б*)

**Рис. 1. Многофункциональное механизированное устройство:**

а — бронированный тягач; б — машина дорожная универсальная

емкости 5 с огнегасящим составом и напорного шланга 7. Захваты с фиксаторами тросов размещены на концах рычагов и смещены по длине штанги. Буксирные тросы выполнены в виде стальных канатных стропов и имеют на концах петли, петли с крюками 1 или дополнительные устройства.

Сцепка с различными сцепными устройствами и с другими элементами объектов эвакуации (ОЭ) производится перемещением манипулятора (бульдозерного отвала) и тягача. Высокая вероятность сцепки с различными буксирными устройствами ОЭ на пересеченной местности обеспечивается гибкостью петель тросов, устанавливаемых под различными углами. Тросы освобождаются от штанги и кронштейнов при движении тягача назад. Буксирование в безопасную зону производится задним или передним ходом тягача, а освобождение от опасного объекта — обрывом или разрушением буксирных тросов с управлением от бортовой сети тягача. Эвакуация и перемещение автомобилей с их полуподъемом осуществляются жесткой штангой, где могут устанавливаться различные съемные кронштейны.

На инженерной машине разграждения штанга крепится на захвате манипулятора. Сцепка с объектом производится перемещением стрелы и захвата. Тросы от захватов сцепки освобождаются передвижением машины или уменьшением вылета стрелы. Буксирование после сцепки может производиться с полуподъемом эвакуируемой машины, для чего после освобождения тросов из захватов их средние части поднимаются манипулятором.

Универсальное устройство обеспечивает механизированное выполнение следующих работ без выхода экипажей из машин:

сцепку тягача с разнотипными ОЭ и их эвакуацию буксированием или вытаскиванием;

расцепку с опасным объектом обрывом тросов;

сцепку с объектами, оборудованными буксирными пальцами, и эвакуацию колесных машин полуподъемом за элементы конструкции;

выталкивание объектов с маршрутов движения колонн и при легких застреваниях;

тушение локальных пожаров, подачу нейтрализующих веществ и разрушение препятствий.

Кроме того, устройство позволяет выполнять другие операции на местности:

образование петель буксирных и тяговых тросов, а также соединение свободных концов стальных канатов универсальными силовыми зажимами;

механизированное заталкивание объектов ВВТ в хранилища и производственные помещения;

механизированную подачу дополнительного троса, блока полиспаста тягача и другого оборудования в труднодоступную зону, в том числе разминирование;

сборку полиспаста на две ветви на штанге сцепки, а не в грязи или на зараженной местности;

подачу к ОЭ схемы полиспаста в собранном виде, что устраняет ее сборку на труднопроходимой местности.

Основу механизированного полиспаста составляют тягач с тяговой и вспомогательной лебедками, дополнительным тросом и салазки. Схема полиспаста предварительно собирается на салазках, которые подтягиваются к ОЭ вспомогательной лебедкой, а конец троса этой лебедки предварительно подается к объекту механизированным способом. Давление салазок с тросами на грунт составляет не более 0,1 кгс/см$^2$, поэтому сборка схемы возможна на слабых грунтах. Механизированный полиспаст сокращает время и трудоемкость работ на зараженной и труднопроходимой местности в 5—10 раз.

Техническая характеристика универсального механизированного устройства представлена в таблице.

Самоходный надводно-подводный комплекс предназначен для эвакуации людей и материальных средств из зон обширных затоплений и состоит из тягача, оборудованного для движения под водой, и плавающего транспортера (рис. 2).

На тягаче 8 закреплена труба-лаз 5 большого диаметра, с которой шарнирно соединен понтон 4, а на бульдозерном отвале 7 тягача — лестница 6 и механизированная сцепка. На корпусе тягача уложен буксирный трос 3, один конец которого соединен с буксирным уст-

Таблица

**Технические данные универсального механизированного устройства**

| Наименование | Характеристика |
|---|---|
| Тип | Комбинированная — канатная и жесткая |
| Тип канатной сцепки | Механизированная с присоединением штангой троса к буксирному устройству объекта |
| Перемещение штанги при сцепке | Движением и поворотом тягача, приводом манипулятора |
| Тип жесткой сцепки | Механизированная с полуподъемом ОЭ штангой |
| Масса с сборе, кг | До 150 |
| Тип, диаметр каната, мм | Стальной, 22—30 |
| Расцепка с объектом без выхода экипажей | Комбинированная: обрывом, подрывом ВВ или резкой троса от бортовой сети тягача |
| Тяговое усилие вытаскивания | Создается лебедкой тягача, в том числе двойное |
| Подача нейтрализующих веществ и тушение локальных пожаров | Комбинированная: полуавтоматическая, от баллона с пуском от бортовой сети тягача, газо-импульсной капсульной установкой |
| Выталкивание и заталкивание машин | Штангой с наконечником |
| Разрушение препятствие | Штангой, дополнительными устройствами, взрывчатым веществом или автономным резаком |
| Механизированная подача оборудования и разминирование | Газо-импульсной капсульной установкой, вспомогательным тросом тягача |

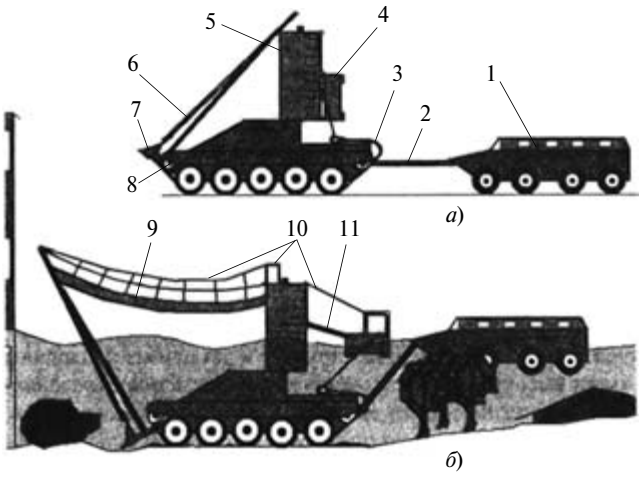



**Рис. 2. Подводно-надводный самоходный эвакуационный комплекс:**

а — движение к зоне затопления; б — эвакуация людей и материальных средств из здания при затоплении

ройством 2, а свободный конец поднят на понтон 4 или лестницу 6. Снаружи трубы-лаза 5 имеются скобы, а внутри трубы-лаза и корпуса тягача — лестница, площадка и сиденья для размещения людей. При движении через препятствия с корпусом тягача соединен плавающий транспортер 1.

Для управления передвижением тягача под водой используется прибор наблюдения или команды члена экипажа с трубы-лаза или транспортера. Проходы в препятствиях или выталкивание затопленных машин делаются бульдозерным отвалом, управляемым изнутри тягача или штангой механизированной сцепки, а вытаскивание машин производят механизированной сцепкой. Эвакуация людей и материальных средств из зон затопления может производиться несколькими способами: подачей к затопленному сооружению или объекту лестницы и перемещением ее к трубе-лазу, перемещением людей по полотнищу 9, размещенному между лестницей и трубой-лазом, раскрытием и всплыванием понтона с поручнем 10 и трапом 11, подачей к затопленным сооружениям транспортера на буксире или отсоединенного от тягача. Эвакуацию машин и другой техники производят выталкиванием их из воды отвалом тягача или вытаскиванием после соединения второго конца буксирного троса с ОЭ. Понтон 4 может устанавливаться с различных сторон трубы-лаза 5. В транспортном положении тягача составная труба-лаз располагается горизонтально, а лестница 6 и понтон 4 отсоединены.

Самоходный надводно-подводный комплекс может применяться на местности со сложным рельефом и препятствиями, при плохой видимости, сильном ветре и высокой скорости течения воды, для эвакуации затонувших вооружения и военной техники при форсировании водных преград, а также при спасении и эвакуации людей с ограниченными физическими возможностями. Продолжительность непрерывного пребывания тягача под водой на глубине до 5 м при скорости течения воды до 2—3 м/с составляет не менее 2 ч.

Комплекс имеет высокие живучесть, проходимость и решает задачу массовой эвакуации людей и материальных средств из зон обширных затоплений и разрушений применением штатных армейских инженерно-технических средств, что позволяет значительно повысить безопасность и производительность эвакуационно-спасательных работ.

Робототехнические технологии эвакуационных и спасательных работ в опасных зонах могут и должны выполняться:

— штатными и нештатными подразделениями МЧС;

— различными видами и родами войск Министерства обороны РФ;

— подразделениями МВД и ФСБ при движении колонн и штурме зданий и сооружений;

— штатными и нештатными подразделениями предприятий промышленности на химических, атомных и других опасных объектах;

— в добывающих отраслях промышленности при работе в сложных погодных и дорожно-грунтовых условиях;

— при проведении эвакуационно-спасательных работ на транспорте;

— дежурными тягачами силовых структур и различных предприятий.

Основу наземно-подводного самоходного эвакуационного комплекса могут составить бронированные танковые тягачи типа БТС-2 и БТС-4, которые готовятся к ликвидации по плану реформирования Вооруженных Сил РФ.

Комплекс соответствует Федеральным целевым программам: "Государственная программа вооружения", "Снижение рисков и смягчение последствий ЧС природного и техногенного характера", "Безопасность и экология".

*(По материалам конференции XI Международного форума)*

УДК 621.436

**С. В. Гусаков,**
д-р техн. наук,
**И. В. Афанасьева,**
асп.,
Рос. ун-т дружбы народов,
**В. А. Марков,**
д-р техн. наук
МГТУ им. Н. Э. Баумана
(г. Москва)
E-mail: markov@power.bmstu.ru

# Энергетический баланс гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC

*Представлены гибридные автомобили, разработанные ведущими зарубежными фирмами. Приведены расчетные исследования энергетического баланса гибридной силовой установки автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом* NEDC.

***Ключевые слова:*** *гибридный автомобиль, дизель, новый европейский испытательный цикл, топливная экономичность, выбросы с отработавшими газами.*

Для эксплуатации транспортных средств, оснащенных классическими силовыми установками (СУ) с двигателями внутреннего сгорания (ДВС), характерна работа ДВС при частой смене скоростного и нагрузочного режимов. Кроме того, значительную долю режимов работы этих СУ составляют неустановившиеся режимы, которые при эксплуатации транспортного средства в условиях интенсивного городского движения достигают 90—95 % общего времени эксплуатации [1—3]. Эти факторы приводят к ухудшению эксплуатационной топливной экономичности ДВС и увеличению выброса в окружающую среду токсичных компонентов отработавших газов (ОГ). Одним из кардинальных путей устранения указанных недостатков является применение гибридных СУ, в которых ДВС работает на оптимальных режимах, а многорежимность СУ обеспечивается ее электрической частью [4—6].

Принцип работы гибридной СУ заключается в том, что двигатель, работающий на обычном топливе (бензин, дизельное топливо и др.), приводит в движение электрогенератор, и через систему управления нужное количество вырабатываемой электроэнергии передается на электродвигатели для привода в движение транспортное средство. Для аккумулирования избытка вырабатываемой электроэнергии гибридная СУ имеет аккумуляторную батарею (в ряде случаев в качестве накопителя электроэнергии применяются специальные конденсаторы) [4].

Применение гибридных СУ позволяет более рационально использовать энергию, вырабатываемую ДВС. При этом может быть использован ДВС меньшей мощности, поскольку нет необходимости устанавливать двигатель, рассчитанный на пиковые нагрузки. В момент наивысшей нагрузки в работу включаются одновременно ДВС и электродвигатель, питаемый от аккумулятора (а в некоторых случаях и дополнительный электродвигатель). Это позволяет реализовать перераспределение и накопление мощности, вырабатываемой ДВС, с ее последующим использованием на форсированных режимах, что обеспечивает работу ДВС в наиболее благоприятном режиме большую часть времени его эксплуатации. Иногда для суммирования мощностей ДВС и электродвигателей применяются комбинированные схемы передачи крутящего момента с прямой передачей механического крутящего момента непосредственно от двигателя. Такие схемы называются гибридно-совместным приводом.

Первоначально идея использования гибридной СУ, т. е. замены традиционной трансмиссии с ме-

ханической коробкой передач на электрический привод колес была реализована в большегрузных карьерных самосвалах и на железнодорожном транспорте. Причина применения такой схемы в этих установках обусловлена сложностями механической передачи большого крутящего момента на колеса мощного транспортного средства. В последующем гибридные силовые установки стали использоваться в автобусах, грузовых и легковых автомобилях.

В настоящее время в связи с необходимостью кардинального улучшения экологических показателей транспортных установок различного назначения и снижения расхода топлива во всем мире ведутся интенсивные исследования возможностей более широкого использования гибридных СУ [7—9]. Рядом ведущих двигателестроительных фирм уже серийно выпускаются гибридные СУ для транспортных средств различного назначения [9—12].

В Японии гибридные СУ уже серийно выпускаются фирмами Toyota, Honda, Mazda, Nissan, Suzuki. Фирма Honda разработала следующие модели гибридных легковых автомобилей: Honda Insight, Honda Civic Hybrid, Honda Accord Hybrid. Фирмой Mazda создана модель гибридного автомобиля Mazda Demio. Фирма Nissan выпускает гибридную СУ модели Altima Hybrid (гибридная схема фирмы Toyota). В целом в 2006 г. в Японии было продано 90410 гибридных автомобилей, что на 47,6 % больше, чем в 2005 г.

В США разработками гибридных силовых установок занимаются фирмы Ford, General Motors, Detroit Diesel, Jonh Deere и др. Фирма Ford разработала легковые автомобили моделей Ford Escape Hybrid и Mercury Mariner Hybrid. Фирмой General Motors создана модель Chevrolet Silverado/GMC Sierra Hybrid. В 2006 г. продажи гибридных автомобилей в США выросли на 22 % по сравнению с 2005 г. Гибридные автомобили в США занимают 1,5 % рынка новых легковых автомобилей. Всего за 2006 г. в США было продано 251 000 гибридных автомобилей (без учета продаж автомобилей Saturn VUE Green Line корпорации General Motors).

Французская компания PSA Peugeot Citroen в 2010 г. приступает к серийному производству гибридных версий автомобилей Peugeot 307 и Citroen C4. При движении со скоростями менее 50 км/ч автомобиль работает в режиме электромобиля. Фирма Renault разработала модель гидридной СУ Renault Kangoo.

В Германии фирмой Opel разработана гибридная СУ Opel Astra с дизелем. Проводятся работы по созданию гибридных СУ и рядом других фирм Германии: Mercedes Benz, Bosch и др. В Италии разработки гибридных СУ ведутся фирмой Ferrari.

Гибридные СУ используются не только на легковых автомобилях, но и на грузовых автомобилях и автобусах. Гибридные схемы СУ для грузовых автомобилей разрабатывают компании: БелАЗ (Беларуссия), Azure Dynamics (США), Nissan совместно с ZF Friedrichshafen AG (Германия), Alcoa совместно с Altair Nanotechnologies (США), Odyne Corporation (США), Peterbilt (США) совместно с Eaton, Oshkosh Truck Corp., Volvo Cars и MAC. Фирма Hino Motors (Япония) продает в Японии и Австралии грузовой автомобиль модели Dutro Hybrid.

Наибольшее распространение гибридные автобусы получили в Северной Америке. Фирма General Motors совместно с фирмами Daimler Chrysler и BMW разработала гибридную СУ, выполненную по схеме GM/Allison. По этой схеме выпускаются автобусы фирмами Solaris Bus & Coach Company (Польша), APTS (Дания), Nova Bus (Канада). Фирма General Motors с 2004 г. поставила более чем в 30 городов США и Канады свыше 400 гибридных автобусов. В 2006 г. фирма General Motors продала более 660 гибридных автобусов. Фирма First Automotive Works начала производство гибридных автобусов осенью 2005 г. Фирма New Flyer (Канада) выпускает гибридные автобусы с 1997 г. Автобусы с гибридными СУ разрабатывают и производят фирмы: Daimler Chrysler (автобус Orion VII, гибридная схема разработана совместно с компанией BAE Systems),

Optima Bus Corporation (США) (гибридная схема разработана совместно с компанией ISE-Siemens), Enova (США), Fitst Automotive Works (FAW) (Китай) (Гибридная схема фирмы Enova). Первые шесть гибридных автобусов в Лондоне начали эксплуатироваться в начале 2006 г. После 2012 г. в Лондоне будут закупаться только гибридные автобусы и вводиться в эксплуатацию по 500 гибридных автобусов ежегодно.

На сегодняшний день наиболее удачной разработкой гибридной СУ является серийно выпускаемая СУ Hybrid Synergy Drive (HSD) фирмой Toyota [13—18]. Эта фирма лидирует по количеству производимых гибридных СУ и активно выпускает гибридные автомобили начиная с 1997 г. Причем в модификациях как обычных автомобилей серии Prius, джипов-внедорожников серии Lexus RX 400h, так и автомобилей люкс класса — Lexus LS 600h. По итогам 2006 г. во всем мире было продано более полумиллиона легковых автомобилей только модели Prius. Технологию гибридного привода Toyota HSD лицензировали фирмы Ford (Escape Hybrid) и Nissan (Altima Hybrid). Фирма Toyota объявила о намерении выпуска гибридных автомобилей в объеме до 300 тыс. в год, а к 2012 г. вообще перейти исключительно на выпуск гибридных автомобилей.

Технология гибридной СУ Hybrid Synergy Drive автомобилей фирмы Toyota впервые применена в 1997 г. в серийном автомобиле "Prius". Объединяет пять основных компонентов: бензиновый двигатель 1NZ-FXE (с изменяемыми фазами газораспределения, цикл Аткинсона, степень сжатия $\varepsilon = 13$), соединен с водилом планетарной передачи; электродвигатель (синхронный с постоянным магнитом), соединен с коронной шестерней; электрогенератор, соединен с солнечной; планетарная передача и электронный вариатор; NiMH аккумуляторная батарея (рассчитана на весь срок службы автомобиля) и инвертор (преобразует постоянный ток в переменный). Комплекс управляется компьютером по концепции drive-by-wire (без прямого механического контакта). Схема гибридной СУ установки автомобиля Toyota Prius представлена на рис. 1.

В гибридной СУ автомобиля Toyota Prius реализуются следующие фазы работы. При скоростях движения выше средней бензиновый двигатель передает часть энергии (через водило и коронную шестерню планетарной передачи) непосредственно на передние колеса, оставшаяся часть энергии (через водило и солнечную шестерню) поступает на электрогенератор. От генератора часть электрической энергии отводится на подзарядку батареи, а часть возвращается (через инвертор напряжением 500 В) на тяговый электродвигатель, который вращает передние колеса через коронную шестерню. При обгоне (максимальном ускорении) компьютер прекращает подзарядку батареи и направляет весь ток от генератора на электродвигатель. Кроме того, ток от батареи через инвертор также поступает на электродвигатель. При торможении компьютер выключает бензиновый двигатель, а электродвигатель переключается в режим генерации тока и возвращает энергию в батарею (рекуперация). При малых скоростях движения (до 50 км/ч) автомобиль работает в режиме электромобиля, получая энергию только от батареи. Таким образом, СУ автомобиля разбита на два модуля. Электрическая подсистема отвечает за работу на переходных и установившихся режимах, подсистема двигателя внутреннего сгорания — только за работу на установившихся режимах.

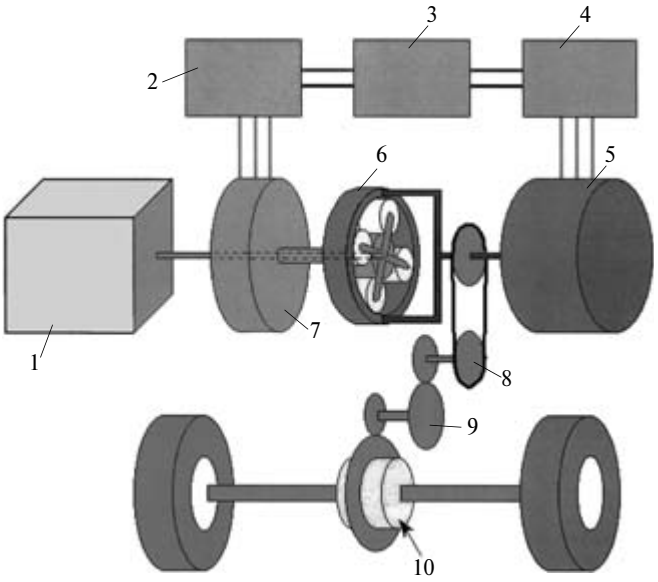



**Рис. 1. Схема гибридной СУ автомобиля Toyota Prius:**

1 — ЛВС; 2 и 4 — инверторы; 3 — аккумуляторная батарея; 5 и 7 — электродвигатели; 6 — устройство распределения мощности; 8 — цепная передача; 9 — редуктор; 10 — дифференциал

Такой подход к созданию СУ автомобиля кардинально меняет требования к ДВС. При этом возникает необходимость переосмысления энергетического баланса и параметров СУ автомобиля

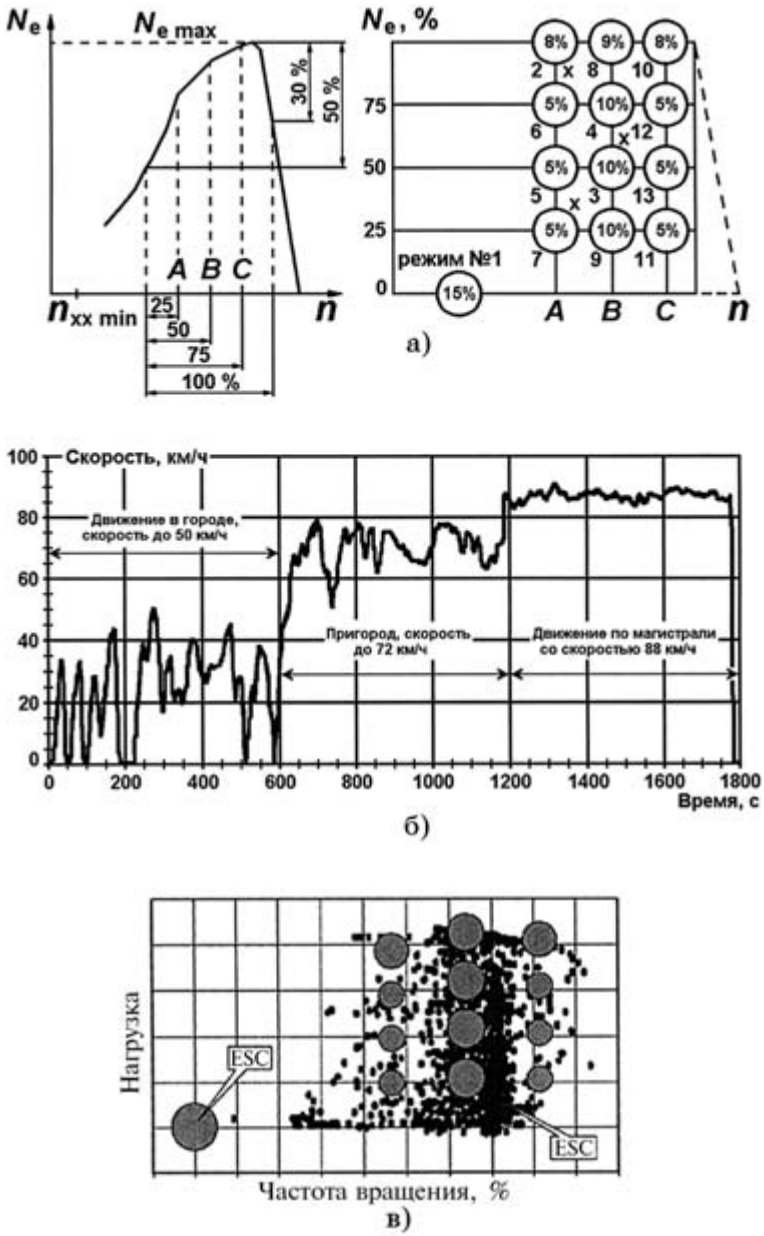



**Рис. 2. Европейские стационарный цикл ESC (а), цикл испытаний на переходных режимах ETC (б) и режимы работы ДВС при испытаниях по циклам ESC и ETC (в)**

в реальных условиях эксплуатации и при его работе на режимах существующих испытательных циклов.

Реальные режимы эксплуатации транспортных двигателей моделируются в методиках испытаний ДВС на моторном стенде, в которых используются различные испытательные циклы. Эти циклы получены статистической обработкой результатов режимометрирования двигателей при определенных условиях движения транспортного средства.

При испытаниях дизелей на соответствие нормам Евро-3 на токсичность ОГ применяется 13-ступенчатый цикл ESC (European Steady State Cycle), включающий 13 установившихся режимов, отличающихся частотой вращения коленчатого вала n и нагрузкой (эффективной мощностью $N_e$) (рис. 2, а) [2]. В этом испытательном цикле исследуются следующие скоростные режимы: режим холостого хода при минимальной частоте вра-

щения $n_{xx\ min}$, режимы с частотой вращения $n = 0{,}25n_{ном}$ ($n_{ном}$ — номинальная частота вращения или частота вращения, соответствующая максимальной мощности), $n = 0{,}50n_{ном}$ и $n = 0{,}75n_{ном}$. Определение нагрузочных режимов при указанных частотах вращения $n$ производится с учетом нагрузки двигателя на режимах внешней скоростной характеристики. Каждый исследуемый режим характеризуется своим весом (долей времени, приходящегося на этот режим). При сертификации двигателя с использованием указанного цикла дополнительно исследуются три произвольных режима, отмеченных на рис. 2, а крестиками.

Сертификация на выполнение норм Евро-3, наряду со стационарным испытательным циклом ESC, предполагает использование теста ETC (European Transient Cycle), предусматривающего испытания двигателей в течение 30 мин на переходных режимах, имитирующих условия движения транспортного средства по городским, загородным дорогам и автомагистрали (рис. 2, б) [2]. Исследуемые режимы характеризуют три участка движения. Первый участок соответствует движению транспортного средства в городе со средней скоростью около 50 км/ч и остановками. Второй участок характерен для движения автомобиля по пригороду с колебаниями скорости относительно средней скорости движения, равной около 72 км/ч. Третий участок соответствует относительно равномерному движению транспортного средства по магистрали со скоростью около 88 км/ч. Тест ETC применяется только для грузовых автомобилей с устройствами очистки ОГ — нейтрализатором $NO_x$ и фильтром частиц. В соответствии с нормами Евро-4 на токсичность ОГ двигатели обязательно проходят сертификацию по обоим испытательным циклам.

Сопоставление режимов работы двигателя при его испытаниях по циклам ESC и ETC может быть проведено с использованием данных рис. 2, в, на котором наряду с режимами цикла ESC (показаны кружочками) представлен массив точек неустановившихся режимов цикла ETC.

Для оценки токсичности ОГ серийных легковых и легких грузовых автомобилей полной массой до 3,5 т в европейских странах применяют новый европейский испытательный (ездовой) цикл NEDC (New European Driving Cycle), представленный на рис. 3, а [2]. Первая часть цикла — городской ездовой цикл UDC (Urban Driving Cycle) с максимальной скоростью движения $V_т = 50$ км/ч включает четыре последовательных ездовых цикла и имитирует условия движения автомобиля по городу. Вторая часть цикла — скоростной внегородской цикл EUDC (Extra Urban Driving Cycle) с максимальной скоростью движения $V_т = 120$ км/ч имитирует условия движения автомобиля по магистрали. В целом этот цикл характеризуется следующими показателями: время цикла 1220 с, пробег за цикл 11,007 км, средняя скорость 32,5 км/ч, средняя скорость без учета режима холостого хода 44,0 км/ч, максимальная скорость 120 км/ч, доля режима холостого хода 26,2 %.

В ездовом цикле NEDC автомобиль испытывается на беговых барабанах после пуска холодного двигателя и его прогрева на режиме холостого хода в течение 40 с. В процессе испытании все ОГ собираются в емкости по методу CVS. Массовые доли вредных веществ, определенные при анализе собранных ОГ в процессе всего цикла испытаний, относят к пройденному пути (около 11 км). Определенные таким образом удельные массовые вы-

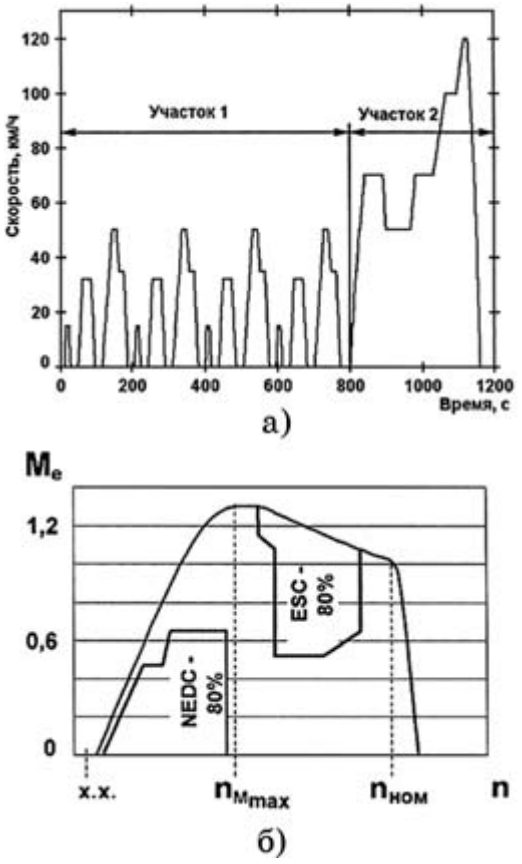



**Рис. 3. Европейский ездовой цикл NEDC (а) и режимы работы ДВС при испытаниях по циклам ESC и NEDC (б):**

выделены области, в которые попадают 80 % всех режимов работы циклов ESC и NEDC

бросы токсичных компонентов [г/км] сравниваются с предельно допустимыми величинами норм на токсичность ОГ.

Следует отметить, что новый европейский ездовой цикл NEDC обеспечивает большее приближение к реальным условиям эксплуатации транспортных двигателей по сравнению с циклами ESC и ETC. В цикле NEDC преобладают режимы с невысокими частотой вращения $n$ и нагрузкой (эффективным крутящим моментом $M_e$), которые характерны для условий эксплуатации транспортных ДВС при движении автомобиля по городским магистралям (рис. 3, *б*).

При сравнительном анализе различных СУ используются разные показатели работы двигателей. Показатели ДВС в реальных условиях эксплуатации могут быть определены путем статистической обработки результатов режимометрирования. Проведенные исследования двигателя транспортного средства с дизелем позволили определить следующие интегральные показатели ДВС, работающего в реальных условиях эксплуатации: общий пробег автомобиля 4732 км, суммарный расход топлива 317 л, средняя скорость движения автомобиля 48,9 км/ч, эксплуатационный расход топлива 6,7 л на 100 км. При этом одним из наиболее важных интегральных показателей, характеризующих конкретные условия движения транспортного средства является расход топлива за цикл испытаний (г/цикл) или средний расход топлива (л/100 км). В транспортных средствах, оснащенных классическими СУ с ДВС, эксплуатационный расход топлива в значительной степени предопределяется скоростью движения транспортного средства, поскольку существует жесткая связь между частотой вращения коленчатого вала двигателя и скоростью движения автомобиля (при известной стратегии переключения передач механической коробки передач). Аппроксимация полученных экспериментальных данных (точки на рис. 4) позволила представить функциональную зависимость среднего расхода топлива $G_{т\,ср}$

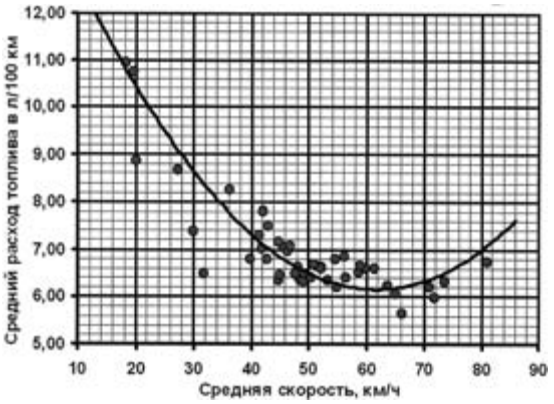



**Рис. 4. Экспериментально полученная зависимость среднего расхода топлива от средней скорости движения автомобиля**

(л/100 км) от средней скорости движения автомобиля $V_т$ (км/ч) в виде кривой на рис. 4, описываемой формулой

$$G_{т\,ср} = 0{,}0025 V_т^2 - 0{,}3049 V_т + 15{,}556. \quad (1)$$

При исследовании энергетического баланса гибридной СУ автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC применен расчетно-экспериментальный метод. При расчетных исследованиях использовались исходные данные по автомобилю, ДВС, коробке (КП) трансмиссии, экспериментальные данные по мощностным характеристикам и расходу топлива исследуемого двигателя. Движение транспортного средства в ездовом цикле NEDC описывалось на основе тягового баланса автомобиля. В результате расчетных исследований получено распределение нагрузочно-скоростных режимов работы двигателя. В каждой из нагрузочно-скоростных зон расход топлива двигателем определялся на основе экспериментальной универсальной характеристики удельного эффективного расхода топлива. Схема расчета приведена на рис. 5.

При расчетных исследованиях использовались следующие формулы и алгоритмы расчета двигателя и тягового расчета автомобиля [19—21]. При известной стратегии переключения передач трансмиссии для автомобиля с механической КП существует однозначная связь между частотой враще-

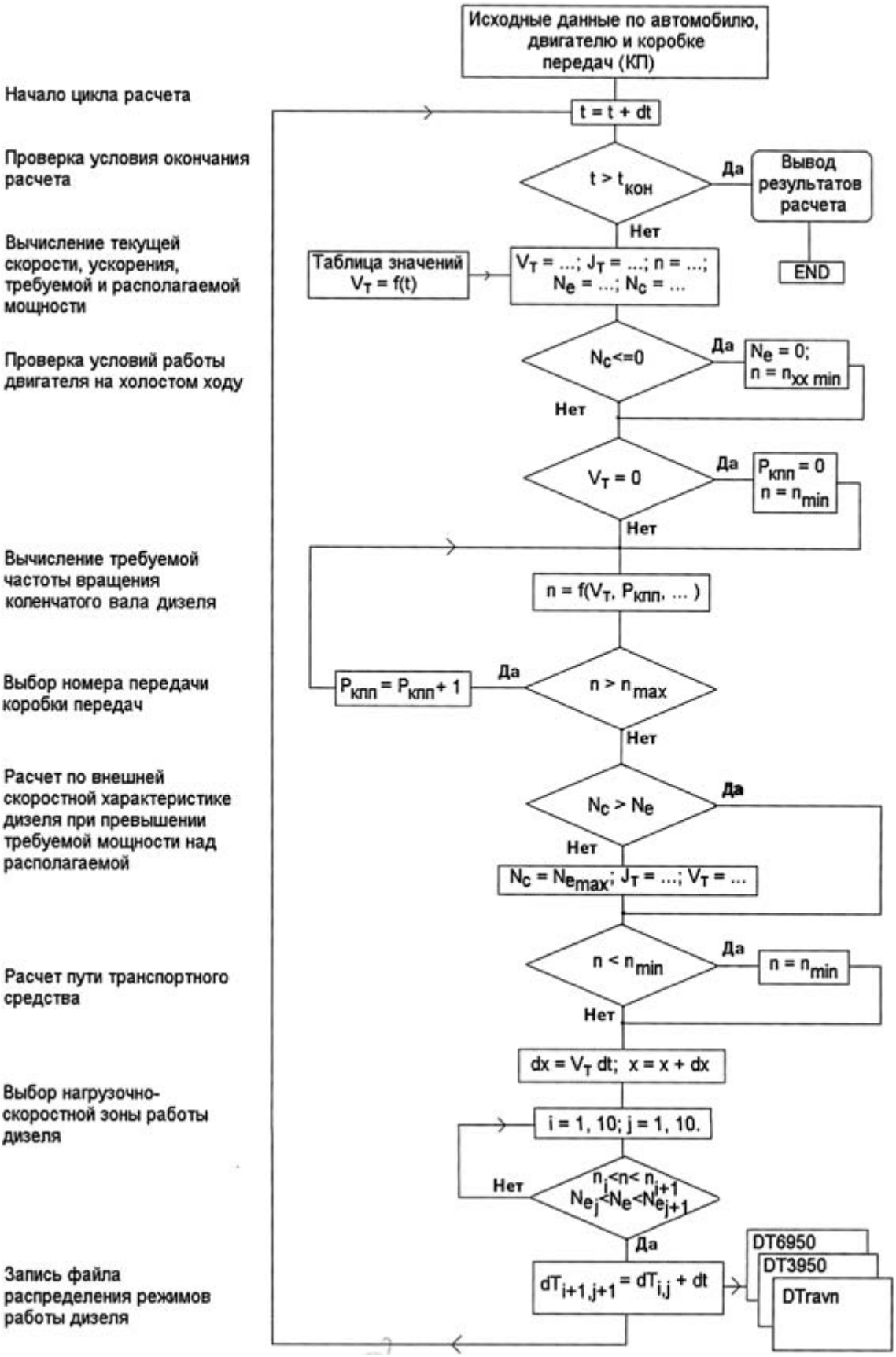



**Рис. 5. Схема расчета**

ния $n$ коленчатого вала двигателя и скоростью движения транспортного средства $V_т$

$$n = \frac{60 V_т i_к i_гп}{3{,}6 \pi D_к}, \qquad (2)$$

где $i_к$ — передаточное отношение $i$-той передачи в КП; $i_{гп}$ — передаточное отношение главной передачи; $D_к$ — диаметр колеса автомобиля.

В соответствии с формулой (2) определены необходимые частоты вращения коленчатого вала двигателя $n$, соответствующие заданным ездовым циклом NEDC скоростям движения автомобиля $V_т$ и известной стратегии переключения передач трансмиссии. Результаты этих расчетов отражены на рис. 6, а, б.

Потребная мгновенная мощность двигателя $N_{e\,потр}$ в каждой точке цикла NEDC определялась с использованием выражений:

$$N_{e потр} = \frac{N_с}{\eta_{тр}} = \frac{0{,}278 V_т P_с}{\eta_{тр}} =$$

$$= \frac{0{,}278 V_т (P_w + P_f + P_с)}{\eta_{тр}} = \frac{0{,}278 V_{тр}}{\eta_{тр}} \times$$

$$\times \left( \frac{1}{2} c_x \rho F V_т^2 + f G_т V_т + \delta G_т \frac{J}{g} \right), \qquad (3)$$

где $P_с$, $N_с$ — суммарные сила сопротивления и мощность, необходимые для преодоления аэродинамического сопротивления воздушной среды, трения качения и ускорения транспортного средства; $P_w$, $P_f$, $P_с$ — силы, необходимые для преодоления аэродинамического сопротивления воздушной среды, трения качения и ускорения транспортного средства; $\eta_{тр}$ — механический КПД трансмиссии; $V_т$ — скорость движения транспортного средства; $c_x$ — коэффициент сопротивления воздуха (коэффициент обтекаемости), зависящий от формы и качества отделки поверхности автомобиля; $\rho$ — плотность воздуха; $F$ — лобовая площадь автомобиля; $f$ — коэффициент сопротивления качению; $G_т$ — вес транспортного средства; $\delta$ — коэффициент учета вращающихся масс; $J$ — ускорение автомобиля; $g$ — ускорение свободного падения.

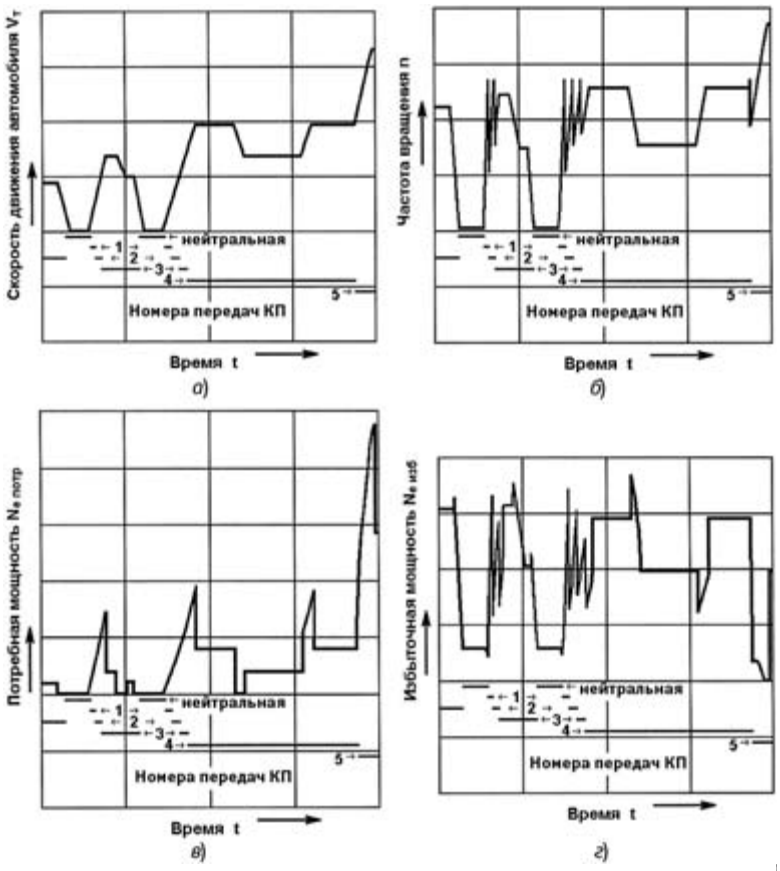



**Рис. 6. Параметры движения автомобиля в соответствии с NEDC:**

а — скорость движения автомобиля; б — частота вращения коленчатого вала двигателя; в — потребная мощность двигателя; г — избыточная мощность двигателя

Результаты расчета необходимой для реализации цикла NEDC мощности двигателя $N_{e\,потр}$, определяемой по формуле (3) в соответствии с требуемой скоростью движения транспортного средства $V_т$, представлены на рис. 6, а, в.

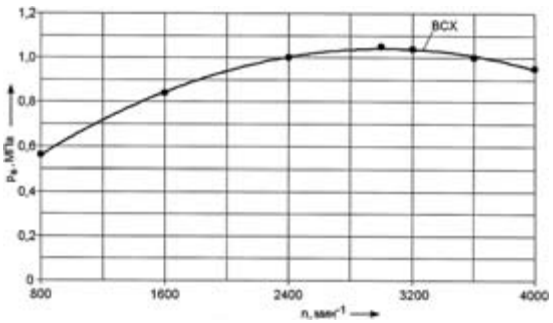



**Рис. 7. Возможные нагрузочные режимы работы двигателя, изменяющиеся от нуля до максимальных значений среднего эффективного давления $p_{e\,всх}$, соответствующих внешней скоростной характеристике**

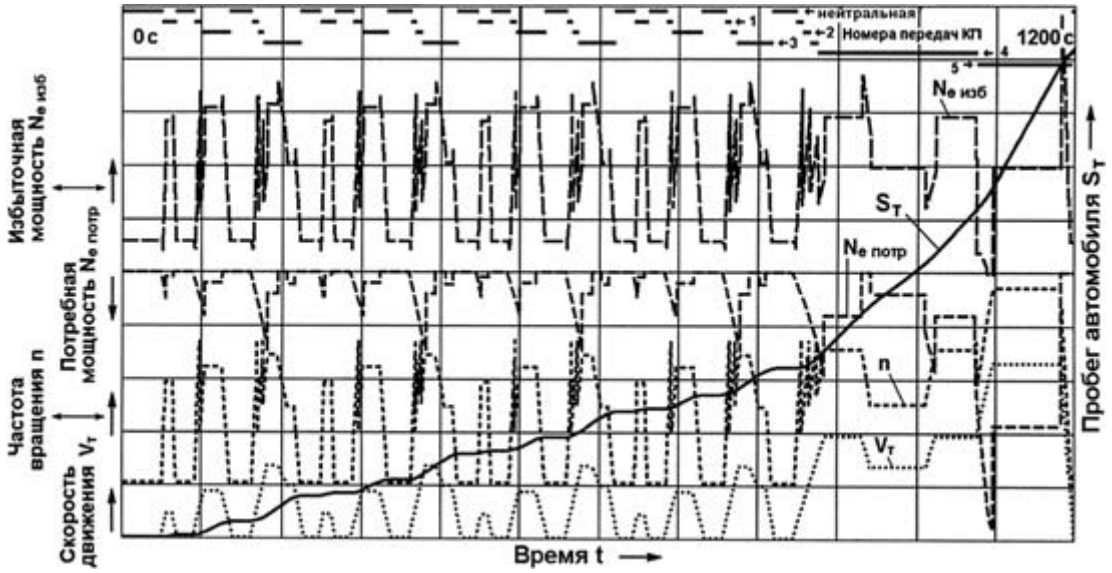



**Рис. 8. Полный расчетный график движения транспортного средства (вид графического экрана)**

Располагаемая максимальная мощность двигателя $N_{e\,\text{расп}}$ при данной частоте вращения коленчатого вала $n$ определялась по внешней скоростной характеристике (ВСХ) исследуемого дизеля, представленной на рис. 7. Аппроксимация значений среднего эффективного давления $p_e$ вск, соответствующих показанной на рис. 7 внешней скоростной характеристике, позволила представить функциональную зависимость параметра $p_{e\text{вск}}$ от частоты вращения коленчатого вала $n$ в виде соотношения

$$p_{e\text{вск}} = -9{,}767 \cdot 10^{-7} n^2 + 5{,}905 \cdot 10^{-3} n + 1{,}484. \quad (4)$$

Располагаемая максимальная мощность двигателя $N_{e\,\text{расп}}$ (на режимах ВСХ) при данной частоте вращения коленчатого вала $n$ определялась через среднее эффективное давление $p_{e\,\text{вск}}$ с использованием известной формулы [21]

$$N_{e\text{расп}} = \frac{p_{e\text{вск}} i V_h n}{30\tau}, \quad (5)$$

где $iV_h$ — рабочий объем двигателя; $\tau$ — тактность двигателя.

Тогда избыточная мощность $N_{e\text{изб}}$ может быть определена в виде разности между располагаемой $N_{e\,\text{расп}}$ и потребной $N_{e\,\text{потр}}$ мощностями двигателя. Если потребная мощность оказывалась больше располагаемой, то это являлось условием работы двигателя по ВСХ и цикл движения транспортного средства соответствующим образом корректировался. Результаты расчета избыточной мощности $N_{e\,\text{изб}}$ представлены на рис. 6, г.

С использованием представленной методики проведены расчеты основных параметров энергетического баланса гибридной СУ автомобиля при его движении в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC. Полный расчетный график движения транспортного средства представлен на рис. 8.

Проведенные расчеты позволили определить распределение режимов работы двигателя при движении транспортного средства в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC. Как следует из расчетного графика (рис. 9) распределение времени работы в каждой из нагрузочно-

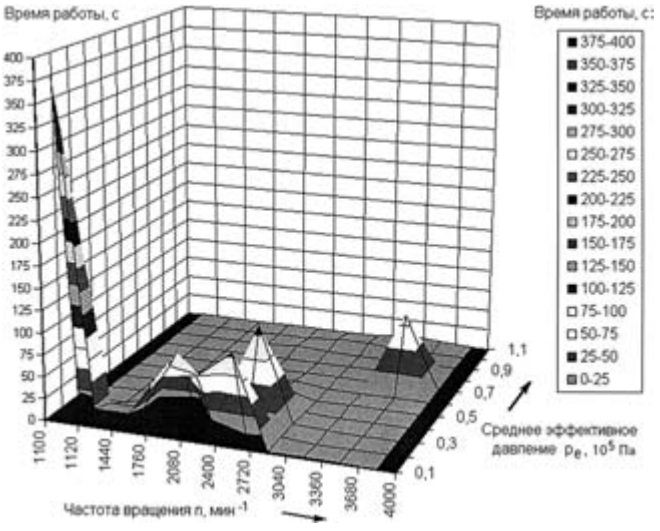



**Рис. 9. Распределение режимов работы двигателя при движении транспортного средства в соответствии с новым европейским испытательным циклом NEDC**

скоростных зон существенно отличается от равновероятностного. Особенно много времени двигатель работает на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения $n = 1100$ мин$^{-1}$.

Как известно, мощность двигателя $N_e$ определяется не только крутящим моментом двигателя $M_e$ (цикловой подачей топлива $q_ц$), но и частотой вращения коленчатого вала $n$ (его угловой скоростью $\omega_д$, см. выражение (5)), или известную зависимость

$$N_e = M_e\omega_д. \qquad (6)$$

Поэтому характеристики постоянной мощности двигателя ($N_e = \text{const}$) имеют вид гиперболических зависимостей $M_e = f(n)$ или $M_e = f(\omega_д)$ с увеличивающимся крутящим моментом $M_e$ в области низких частот вращения $n$ (рис. 10). Таким образом, в транспортных средствах, оснащенных классическими СУ с ДВС, угловая скорость $\omega_д$ коленчатого вала ДВС определяет эффективную мощность двигателя $N_e$ и скорость движения транспортного средства $V_т$ (при известной стратегии переключения передач трансмиссии). В таких СУ для достижения наибольшей мощности двигателя $N_e$ и, следовательно, максимальной скорости движения транспортного средства $V_т$, необходимо увеличивать и цикловую подачу топлива $q_ц$ (т. е. переводить двигатель на

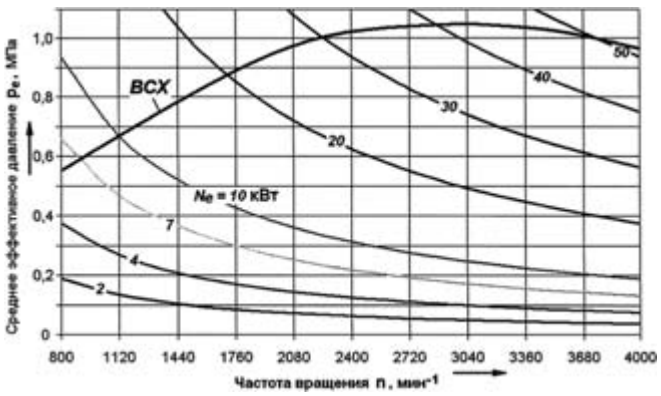



**Рис. 10. Мощностные характеристики двигателя внутреннего сгорания**

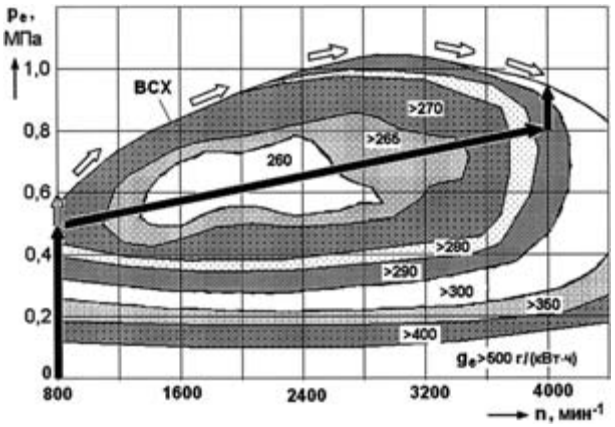



**Рис. 11. Универсальная характеристика двигателя внутреннего сгорания:**

светлые стрелки — стратегия разгона в классических СУ, зачерненные стрелки —стратегия разгона в гибридных СУ

режимы работы по внешней скоростной характеристике), и частоту вращения $n$ двигателя.

Для расчета процесса разгона ДВС, а также других переходных процессов, обычно используется уравнение динамического равновесия в виде [1]

$$I_д\frac{d\omega_д}{dt} = M_e - M_c, \qquad (7)$$

где $I_д$ — приведенный к коленчатому валу момент инерции движущихся деталей двигателя и трансмиссии; $M_c$ — момент сопротивления прокручиванию потребителя.

При разгоне ДВС классических СУ для достижения наименьшей продолжительности переходного процесса необходимо обеспечить наибольшую интенсивность увеличения угловой скорости коленчатого вала $\omega_д$ (наибольшее ускорение $d\omega_д/dt$). Для этого двигатель выводится на режимы внешней скоростной характеристики, что позволяет получить наибольшую разность момента двигателя $M_e$ и момента сопротивления $M_c$. Такая стратегия управления двигателем, реализуемая в классических СУ, показана на рис. 11 светлыми стрелками. Ее недостатком является то, что внешняя скоростная характеристика, на режимах кото-

рой и реализуется разгон двигателя, отличается пониженными значениями коэффициента избытка воздуха $\alpha$ и повышенными значениями удельного эффективного расхода топлива $g_e$ (см. рис. 11).

В гибридных СУ можно реализовать другие стратегии управления [7, 12]. Использование гибридных СУ позволяет разорвать жесткую связь между частотой вращения коленчатого вала $n$ и скоростью автомобиля $V_т$ и осуществлять разгон двигателя по траектории, проходящей через зоны с наилучшей топливной экономичностью (например, по траектории, показанной на рис. 11 зачерненными стрелками). При этом мощность, вырабатываемая двигателем, меньше мощности, получаемой на режимах ВСХ, что компенсируется дополнительной мощностью, отбираемой от электрического аккумулятора. Это один из оптимальных путей повышения эффективности СУ при минимальном расходе топлива. Такая стратегия разгона может быть легко реализована в гибридной СУ, например автомобиля Toyota Prius, показанной на рис. 1.

Расчетные исследования показали, что при движении транспортного средства в соответствии с циклом NEDC эксплуатационный расход топлива гибридной СУ снижается на 3,5 % (при КПД электрической передачи, равном 98 %) по сравнению с классической СУ. Следует также отметить, что двигатель классического транспортного средства работает на режиме холостого хода не только во время кратковременных остановок, но и на участках торможения (т. е. при движении автомобиля накатом). Это приводит к увеличению доли режимов холостого хода двигателя (торможение — движение накатом и стоянка) до 40 % времени всего цикла. В этом случае использование гибридной СУ позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 5,6 %.

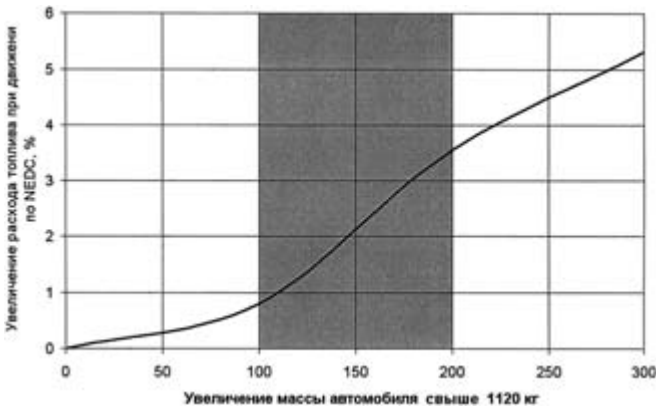



**Рис. 12. Влияние массы автомобиля на эксплуатационный расход топлива**

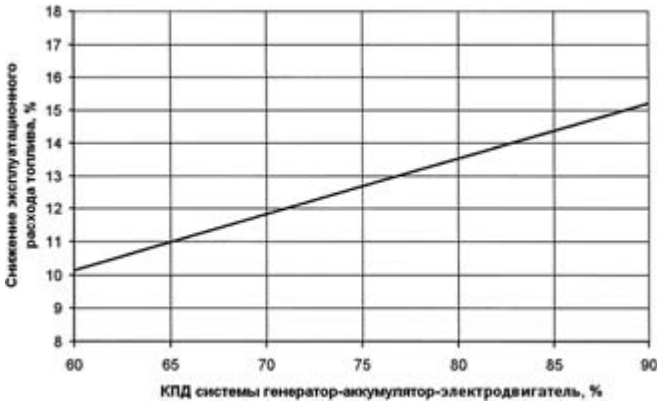



**Рис. 13. Снижение расхода топлива вследствие рекуперации энергии торможения**

Следует отметить, что применение гибридной СУ увеличивает общую массу автомобиля из-за использования аккумуляторных батарей и других элементов электрической части такой СУ. Это, естественно, повышает эксплуатационный расход топлива примерно на 1,0—3,5 % при увеличении массы автомобиля на 100—200 кг (см. тонированную зону на рис. 12). Таким образом, из указанного выше эффекта повышения топливной экономичности при использовании гибридной СУ необходимо вычесть увеличение расхода топлива, вызванное ростом массы автомобиля.

Таким образом, одним из резервов совершенствования гибридных СУ является уменьшение массы элементов ее электрической части, в первую очередь массы аккумуляторов. Другим резервом повышения эффективности гибридных СУ является совершенствование системы аккумулирования энергии, поскольку возврат энергии торможения естественно зависит от КПД системы аккумулирования энергии. Так, повышение КПД системы генератор—аккумулятор—электродвигатель гибридной СУ до 90 % позволяет снизить эксплуатационный расход топлива примерно на 15 % по сравнению с системой без рекуперации энергии (рис. 13).

Зависимость расхода топлива в испытательном цикле NEDC от КПД системы генератор—аккумулятор—электродвигатель гибридной СУ представлена на рис. 14. По оси абсцисс (рис. 14) отложено среднее эффективное давление, ниже которого ДВС гибридной СУ отключается, и движение транспортного средства происходит за счет электродвигателя. По оси ординат отложен об-

щий расход топлива за цикл NEDC, складывающийся из расхода двигателя на прямой привод транспортного средства и расхода на зарядку аккумулятора при работе ДВС на наиболее экономичном режиме. По мере возрастания значений пороговой нагрузки расход топлива при работе двигателя для прямого привода транспортного средства снижается, в то время как расход топлива при зарядке аккумуляторной батареи (АКБ) увеличивается. В зависимости от КПД наблюдается минимум общего расхода топлива при различных пороговых значениях нагрузки.

Значение пороговой нагрузки, при которой осуществляется переход от прямого привода транспортного средства от ДВС к работе гибридной СУ в целом, предопределяет потребную мощность аккумулятора. На рис. 15 показано изменение минимальной емкости силового аккумулятора гибридной СУ в зависимости от того, ниже какой нагрузки (среднего эффективного давления $p_e$) происходит переход на электрическую тягу.

Результаты проведенных исследований могут быть сведены к следующим основным выводам.

— С точки зрения эксплуатационного расхода топлива гибридная СУ с дизелем более эффективна гибридной СУ с бензиновым двигателем с искровым зажиганием, что объясняется лучшей относительной топливной экономичностью дизелей на частичных нагрузках.

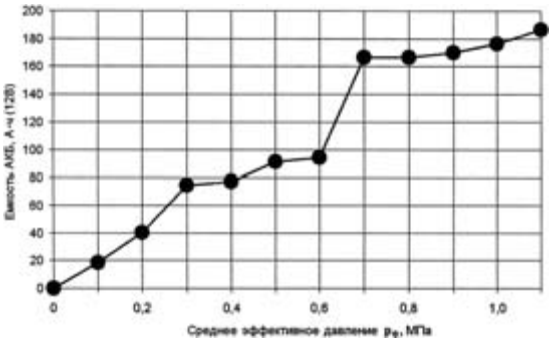



**Рис. 15. Изменение минимальной емкости силового аккумулятора гибридной СУ в зависимости от давления $p_e$**

— Разрыв механической связи между колесами и коленчатым валом ДВС при движении транспортного средства в соответствии с циклом NEDC позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 3,5 % при КПД электрической передачи 98 % (без внутренней циркуляции энергии в СУ).

— Работа в старт-стопном режиме позволяет снизить эксплуатационный расход топлива на 5,6 % при доле режимов холостого хода двигателя (торможение — движение накатом и стоянка) до 40 % времени всего цикла NEDC. В этом случае требуется накопитель энергии (АКБ), но его использование увеличивает расход топлива на 1,0—3,5 % вследствие возрастания массы автомобиля.

— Рекуперация кинетической энергии при торможении может дать значительный эффект, особенно в условиях городского движения. Так, при КПД системы генератор—аккумулятор—электродвигатель, равном 75 %, эксплуатационный расход топлива при рекуперации снижается более чем на 12 % при движении в соответствии с циклом NEDC.

— Гибридная СУ позволяет начинать движение транспортного средства и двигаться с ма-

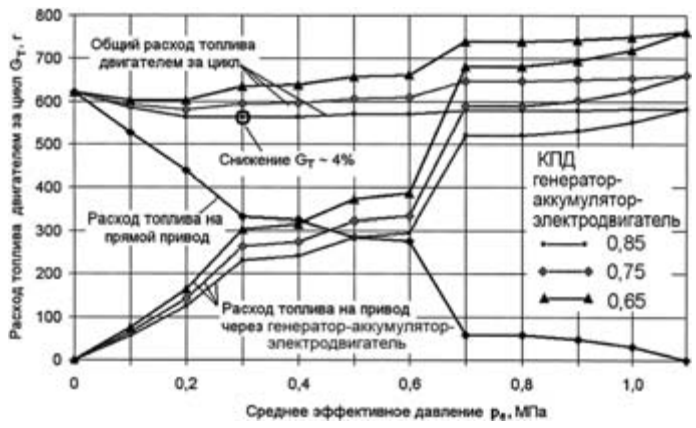



**Рис. 14. Снижение расхода топлива в испытательном цикле NEDC в результате циркуляции энергии внутри гибридной СУ**

лыми и средними скоростями на электроприводе за счет энергии аккумулятора. Снижение эксплуатационного расхода топлива происходит в результате того, что зарядка АКБ производится при работе двигателя в наиболее благоприятной с точки зрения удельного расхода топлива точке его характеристики. Так, при КПД системы, равном 75 %, экономия топлива составляет около 4 %.

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**


1. **Грехов Л. В.** Системы топливоподачи и управления дизелей: учебник для вузов. 2-е изд. [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
2. **Работа** дизелей на нетрадиционных топливах: учебное пособие / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. — 464 с.
3. **Патрахальцев, Н. Н.** Неустановившиеся режимы работы двигателей внутреннего сгорания [Текст] / Н. Н. Патрахальцев. — М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 2009. — 380 с.
4. **Дизельные** двигатели для электроагрегатов и электростанций [Текст] / Б. Е. По-ликер, Л. Л. Михальский, В. А. Марков и др. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2006. — 328 с.
5. **Гибридный** автомобиль и его силовая установка [Текст] / И. Я. Райков, Ю. К. Яркин, В. Б. Крымов и др. // В сб. "Автомобильные и тракторные двигатели". — М.: Изд-во МГТУ "МАМИ", 1998. — Вып. 14. — С. 7—14.
6. **Яркин, Ю. К.** Электронный регулятор для двигателя гибридного автомобиля [Текст] / Ю. К. Яркин, В. Б. Крымов, Е. А. Дивин. // В сб. "Автомобильные и тракторные двигатели". — М.: Изд-во МГТУ "МАМИ", 1998. — Вып. 14. — С. 178—184.
7. **Filipi Z., Fathy H., Hagena J.** et al. Engine-in-the-Loop Testing for Evaluating Hybrid Propulsion Concepts and Transient Emissions — HMMWV Case Study // SAE Technical Paper Series. 2006. № 2006-01-0443. P. 1—19.
8. **Takada Y., Ueki S., Salto A.** Investigation into Fuel Economy and $NO_x$ Emissions of Light Duty Hybrid Truck in Real Traffic Conditions // SAE Technical Paper Series. 2005. № 2005-01-0265. P. 1—9.
9. **Nam E.** Fuel Consumption Modeling of Hybrid Vehicles in PERE // SAE Technical Paper Series. 2005. № 2005-01-0627. P. 1—18.
10. **Kepner R. P.** Hydraulic Power Assist — A Demonstration of Hydraulic Hybrid Vehicle Regenerative Braking in a Road Vehicle Application // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-3128. P. 1—8 (Ford).
11. **Johnson C., Dueck L.** Hybrid Electric Systems for 20-Ton Platforms // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-2773. P. 1—7 (Detroit Diesel, Jonh Deere, военная техника).
12. **Ciccarelli T., Toossi R., Goodarzi A.** Assessment of Hybrid Configuration and Control Strategies in Planning Future Metropolitan/Urban Transit Systems // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-2502. P. 1—9.
13. **Kuze Y., Kobayashi H., Ichinose H.** et al. Development of New Generation Hybrid System (THS II) — Development of Toyota Coolant Heat Storage System // SAE Technical Paper Series. 2004. № 2004-01-0643. P. 1—8.
14. **Ng H. K., Anderson J. A., Duoba M. J.** et al. Engine Start Characteristics of Two Hybrid Electric Vehicles (HEVs) — Honda Insight and Toyota Prius // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-2409. P. 1—13.
15. **Lave L. B., MacLean H. L.** An Environmental-Economic Evaluation of Hybrid Electric and Other Advanced Vehicles // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-3738. P. 1—9.
16. **Oba H., Yamanaka A., Katsuta H.** et al. Development of a Hybrid Powertrain System Using CVT in a Minivan // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-0991. P. 1—7.
17. **Kojima M., Osawa K., Inoue T.** et al. Highly Efficient Hybrid Minivan with Super Low Emissions // SAE Technical Paper Series. 2002. № 2002-01-0992. P. 1—7.
18. **Гусаков, С. В.** Гибридные силовые установки на основе ДВС: учебное пособие [Текст] / С. В. Гусаков. М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 2008. 207 с.
19. **Туревский, И. С.** Теория автомобиля: учебное пособие [Текст] / И. С. Туревский. М.: Высшая школа, 2005. — 240 с.
20. **Автомобили:** учебник [Текст] / А. В. Богатырев, Ю. К. Есеновский-Лашков, М. Л. Насоновский и др. Под ред. А. В. Богатырева. М.: Изд-во "Колос", 2001. — 492 с.
21. **Двигатели** внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учебник для вузов [Текст] Д. Н. Вырубов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1983. —372 с.


## Новости с АМО ЗИЛ

9 июня с. г. в Московском государственном индустриальном университете (МГИУ) прошло совместное заседание Научно-технического совета АМО ЗИЛ — ГОУ МГИУ и инженерно-технической общественности автопрома, посвященное 100-летию со дня рождения Анатолия Маврикиевича Кригера — главного конструктора грузовых, легковых автомобилей и автобусов: ЗИЛ-164А, ЗИЛ-157К, ЗИЛ-127, ЗИЛ-158, ЗИЛ-111, ЗИЛ-114, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, ЗИЛ-118К, ЗИЛ-4104, ЗИЛ-4331 и многих других.

УДК 629.113

**Х. А. Фасхиев,**
д-р техн. наук,
ОАО "КАМАЗ"
E-mail:
faskhiev@mail.ru

# Определение эксплуатационных затрат на шины

*Предложена методика определения ресурса шин грузовых автомобилей, учитывающая условия эксплуатации. В частности в предлагаемой формуле учтены нагрузка на шину, давление, скорость движения автомобиля, состояние поверхности дорожного покрытия, удельный износ шин.*

***Ключевые слова:*** *шина, нагрузка, давление, ресурс, условия эксплуатации.*

При оценке экономической эффективности автотранспортных средств возникает проблема определения величин эксплуатационных затрат с учетом условий осуществления транспортного процесса. В структуре эксплуатационных затрат заметное место занимают затраты на ремонт и восстановление шин, доля которых в себестоимости перевозок могут доходить до 10—12 %. Кроме того, техническое совершенство и состояние шин оказывают значительное влияние на экономичность, управляемость, дорожную и экологическую безопасность автомобилей.

В эксплуатации шины теряют работоспособность по причине износа протектора и разрыва несущего каркаса. На ресурс шин влияет множество технико-эксплуатационных факторов. В частности, на ресурс шин влияют давление воздуха в шинах, нагрузка на ось, состояние дорожного покрытия, климат, скорость движения, стиль вождения, регулярность технического обслуживания, геометрические параметры установки колес и т. д. Проблема определения величины пробега шин до потери работоспособности до настоящего времени решена не полностью.

Ныне широко применяемая формула расчета затрат на восстановление износа и ремонт шин не учитывает условия эксплуатации [1]:

$$S_{ш} = C_{ш} Z_{ш} n_{ш} L_{год}/100\,000, \qquad (1)$$

где $C_{ш}$ — цена комплекта шин, руб; $n_{ш}$ — число шин на автомобиле без учета запасных; $Z_{ш}$ — норма на восстановление износа и ремонт шин на 1000 км пробега в процентах к цене одного комплекта; $L_{год}$ — пробег шины за год.

Эти нормы установлены в зависимости от группы, типа автотранспорта, размера шин и меняются в пределах 0,70—1,29 %/1000 км [1].

Согласно РД 3112199-1085-02, утвержденной Министерством транспорта РФ 4.04.02 г., норма эксплуатационного пробега шины определяется умножением среднестатистического пробега шины на поправочные коэффициенты

$$H_i = HK1K2, \qquad (2)$$

где $H$ — среднестатистический пробег шины, тыс. км; $K1$ — коэффициент, учитывающий категорию условий эксплуатации автотранспортного средства; $K2$ — коэффициент, учитывающий условия работы транспортного средства [2].

Формула (2) с успехом может применяться при укрупненных расчетах, не требующих особой точности. При необходимости более точного определения ресурса шин расчет по формуле (2) не дает удовлетворительных результатов, так как она имеет существенные недостатки:

— величина среднестатистического пробега, представленная в руководящем документе, часто не соответствует ресурсу шин при реальных условиях эксплуатации;

— ресурс шин зависит от множества эксплуатационных и конструктивных факторов автомобиля, которые невозможно адекватно учитывать предложенными двумя коэффициентами.

Для расчета планового нормируемого количества автомобильных шин по группам авто-

транспортных средств предлагается следующая формула [1]:

$$N_{ш} = \frac{L_{пп} n_к}{L_н(1 - 0{,}01d)}, \quad (3)$$

где $L_{пп}$ — общий пробег по группе автотранспортных средств за плановый период, км; $n_к$ — число колес на автотранспортном средстве без запасного колеса, ед.; $L_н(1 - 0{,}01d)$ — скорректированная норма эксплуатационного пробега шин, км; $d$ — суммарный корректирующий коэффициент, учитывающий условия эксплуатации автомобилей.

Затраты на восстановление износа и ремонт шин в случае применения описанного выше способа планирования потребности в них можно рассчитать по следующей формуле:

$$З_{ш} = \frac{L_{пп} H_{ш}(1 - 0{,}01d) C_{ш} n_к}{100\,000}, \quad (4)$$

где $H_{ш}$ — норма затрат на восстановление износа и ремонт шин, в процентах к стоимости одной шины на 1000 км пробега; $C_{ш}$ — стоимость одного комплекта шин, руб. [1].

Недостатком формулы (4) является отсутствие полученных на практике достоверных значений норм затрат на шины для принятых условий эксплуатации.

Как показывает опыт эксплуатации, на автомобилях, в которых нагрузка на шины не превышает максимально допустимую, шины из строя выходят по причине износа протектора. Ресурс неперегруженных шин определяется износостойкостью протектора; правильной установкой углов управляемых колес; дорожными условиями; стилем вождения; наличием антиблокировочной, противобуксовочной систем. Для определения ресурса шин, критерием работоспособности для которых является износ протектора, предложена следующая формула [3]

$$L = \frac{1000(h_0 - h_д)(2 - \beta)\upsilon_н}{u\upsilon_т \theta}, \quad (5)$$

где $h_0$ — высота протектора новой шины, мм; $h_д$ — предельная допустимая высота протектора шин, устанавливаемая ГОСТ Р 51709—2001 "Автотранспортные средства. Требования безопасности к техническому состоянию и методы проверки" (для грузовых автомобилей 1 мм, для легковых 1,6 мм, автобусов 2 мм); $u$ — удельный износ шины, мм/1000 км; $\beta$ — коэффициент использования пробега, показывающий долю порожнего пробега в общем пробеге автомобиля; $\upsilon_т$ — средняя техническая скорость автомобиля, км/ч; $\upsilon_н$ — базовая скорость движения, $\upsilon_н = 50$ км/ч; $\theta$ —коэффициент учета условий эксплуатации шины.

В формуле (5) не учитываются такие важные факторы, как нагрузка на шину, изменение удельного износа от дорожно-климатических условий. Кроме того, в формуле [5] между удельным износом и средней технической скоростью автомобиля принята линейная зависимость, что не соответствует действительности.

Для повышения точности определения эксплуатационного пробега шин грузовых автомобилей с учетом указанных выше замечаний предлагается новая эмпирическая формула, которая имеет следующий вид:

$$L_{экс} = 1 \Bigg/ \left[ \frac{0{,}0000171(h_0 - h_д)K_п}{u_0 K_с \theta(0{,}000312\upsilon_т^2 - 0{,}01876\upsilon_т + 1{,}157)0{,}2585 + 0{,}7207\left(1 + \frac{q\beta\gamma}{G_0}\right)} + \right.$$

$$\left. + \frac{u_0 K_с \theta\left(0{,}000312\upsilon_т^2 - 0{,}01876\upsilon_т + 1{,}157\right)\left[0{,}2585 + 0{,}7207\left(1 + \frac{q\beta\gamma}{G_0}\right)\right] - 0{,}00606}{(h_0 - h_д)K_n} \right], \quad (6)$$

где $K_п$ — коэффициент, учитывающий периодичность проверки давления в шинах, рекомендуется принимать $K_п = 1$ — если давление проверяется с периодичностью 1 раз в неделю, $K_п = 0{,}9$ — проверка давления производится при ТО-1, $K_п = 0{,}8$ — давление периодически не проверяется; $u_0$ — удельный износ шин автомобиля без груза в начальном периоде эксплуатации для зимних условий, мм/1000 км; $K_с$ — коэффициент, учитывающий сезонные условия эксплуатации; $q$ — грузоподъемность автомобиля, кг; $\gamma$ — коэффициент исполь-

зования грузоподъемности; $G_0$ — масса снаряженного автомобиля, кг.

Основное отличие модели расчета ресурса по формуле (6) от известных в том, что она учитывает изменение интенсивности износа в зависимости от пробега шин. Как показывает практика, удельный износ шин по мере увеличения пробега шин уменьшается. Это объясняется тем, что по мере износа протектора площадь контакта шин с дорогой за счет геометрических особенностей конструкции шин увеличивается. При этом давление в контакте снижается и уменьшается интенсивность износа. Зависимость изменения глубины протектора от пробега шин можно увидеть на рис. 1 [4]. Для новой шины интенсивность износа имеет максимальное значение, которую можно принять за 100 %. Темп уменьшения износа относительно первоначальной величины в течение всего эксплуатационного пробега учитывается коэффициентом $K_L$.

Используя данные рис. 1, можно получить аналитическую зависимость изменения интенсивности износа шин от пробега автомобиля:

$$K_L = 0{,}0000171L'^2 - 0{,}00606L' + 1, \quad (7)$$

где $L'$ — эксплуатационный пробег шины без учета изменения интенсивности износа, который определяется по формуле:

$$L' = \frac{(h_0 - h_д)K_n}{u_0 K_c \theta\left(0{,}000312\upsilon_т^2 - 0{,}01876\upsilon_т + 1{,}157\right)} \rightarrow$$

$$\rightarrow \frac{K_n}{\left[0{,}2585 + 0{,}7207\left(\frac{1 + q\beta\gamma}{G_0}\right)\right]}. \quad (8)$$

Эксплуатационный пробег с учетом изменения темпа износа определяется соотношением

$$L_{экс} = L'/K_L. \quad (9)$$

Подставляя выражения (7) и (8) в формулу (9), после преобразований получаем эмпирическую формулу (6).

Для определения ресурса шин необходимо знать величину удельного износа новой шины. Экспериментальные исследования, проведенные в НТЦ ОАО "КАМАЗ", показывают, что удельный износ шин грузовых автомобилей находится в пределах $u = 0{,}15$—$0{,}25$ мм/1000 км, среднее значение $u = 0{,}20$ мм/1000 км (табл. 1). Для шин прицепов, полуприцепов удельный износ находится в пределах 0,10—0,16 мм/1000 км. При расчетах по формуле (6) удельный износ шин автомобиля без груза в начальном периоде эксплуатации $u_0$ рекомендуется принимать 0,20 мм/1000 км.

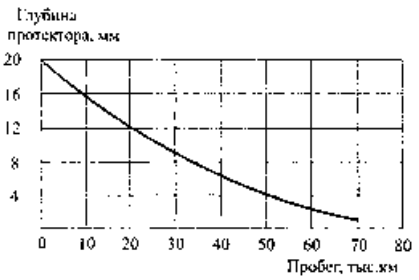



**Рис. 1. Зависимость изменения глубины протектора шин от пробега [4]**

Практика показывает, что в зимних условиях износ шин на 20—30 % меньше, чем в летнее время [5]. Это связано с тем, что с понижением температуры окружающего воздуха меняется механизм изнашивания шины. Наличие снега и инея влияет на износ, что определяется коэффициентом сцепления, который имеет минимальное значение при температуре –5—0 °С. Это видно из рис. 2, где показана зависимость удельного износа шин от температуры, полученная по результатам экспериментов.

Температура окружающей среды в формуле (6) учитывается коэффициентом сезонности $K_c$. Во время эксплуатации автомобиля при температурах ниже 0 коэффициент $K_c$ принимается равным единице, в летний период $K_c = 1{,}25$, для умеренных климатических условий рекомендуется принимать $K_c = 1{,}12$.

С увеличением скорости движения автомобиля динамическая нагрузка на шины возрастает; увеличиваются трение шины о дорогу, динамические нагрузки, деформации каркаса шины; повышается теплонапряженность резины протектора. Эти факторы и обусловливают возрастание интенсивности износа протектора, снижение ресурса шины. В формуле (6) выражение $(0{,}000312\,\upsilon_т^2 - 0{,}01876\,\upsilon_т + 1{,}157)$ учитывает влияие скорости движения автомобиля на износ, которое получено с учетом экспериментальных данных (рис. 3).

Существенное влияние на ресурс шин также оказывает нагрузка на шины, так как интенсивность износа зависит от нагрузки от массы, которая характеризуется грузо-

Таблица 1

**Экспериментально полученные величины удельного износа шин**

| Модель шины | Модель автомобиля (прицепа) | Глубина протектора, мм | Удельный износ, мм/1000 км |
|---|---|---|---|
| 1. Ex-21 (НС-14) 9,00—20 | КАМАЗ-53224 | 17,32 | 0,223 — передний мост, 0,145 — средний мост, 0,238 — задний мост |
| 2. "Мишлен" 9,00—20 | КАМАЗ-53224 | 13,30 | 0,284 — передний мост, 0,198 — средний мост, 0,255 — задний мост |
| 3. НС-12 | Прицеп СЗАП-8354 | 12,10 | 0,115 — передний мост, 0,121 — задний мост |
| 4. ИП-184 1220 × 400—533 | КАМАЗ-4310 | 16,00 | 0,177 |
| 5. 260—508 Р<br>6. И-142 БМ | КАМАЗ-5320<br>КАМАЗ-53212 | 12,00 | 0,214 |
| 7. "Мишлен" Е-22,5 Pilomex ZA R | КАМАЗ-5315 | 12,00 | 0,240 |
| 8. ИН-190 | КАМАЗ-5320 | 16,00 | 0,245 |
| 9. ИН-145 БМ | КАМАЗ-5320 | 16,00 | 0,328 |
| 10. ИН-190 | Полуприцеп СЗАП-8350 | 16,00 | 0,165 |

Таблица 2

**Значения коэффициента учета условий эксплуатации**

| Условия эксплуатации | θ |
|---|---|
| Гладкие бетонные дороги на равнинной местности | 1,00 |
| Мощеные покрытия в хорошем состоянии | 1,02 |
| Одна треть гравийных, две трети мощеных покрытий | 1,05 |
| Грунтовые, гравийные неулучшенные дороги | 1,08 |
| Извилистые дороги на холмистой местности | 1,20 |
| Сильно извилистые горные дороги | 1,10 |
| Городские условия эксплуатации | 1,08 |

подъемностью и коэффициентом использования грузоподъемности. В формуле (6) выражение $\left[0{,}2585 + 0{,}7207\left(1 + \frac{q\beta\gamma}{G_0}\right)\right]$ учитывает изменение интенсивности износа с увеличением нагрузки относительно порожнего автомобиля. Как видно, из рис. 4, между износом шин и загруженностью автомобиля имеется прямолинейная зависимость.

Значения коэффициента учета условий эксплуатации θ для разных условий рекомендуется принимать по табл. 2 [3].

Для подтверждения достоверности полученной формулы определения ресурса шин (6) в ходе длительных контрольных ресурсных испытаний двух автомобилей КАМАЗ-5320 на дорогах автополигона НИЦИАМТ параллельно были проведены экспериментальные исследования ресурса шин. Испытания проводились с марта по ноябрь в течение года. Автомобили эксплуатировались в зимних и летних условиях. Пробег автомобилей для различных условий движения распределялся следующим образом, км:

1. Асфальтобетонная дорога 6665/27833;
2. Езда в городе 13331/13404;
3. Булыжная ровная дорога 16005/16019;
4. Грунтовая дорога 14514/14500.

Примечание: в числителе приведены данные для автомобиля № 1, в знаменателе — № 2.

При испытаниях средняя техническая скорость движения по всем типам дорог $v_т = 37$ км/ч, $G_0 = 7080$ кг, $q = 8500$ кг, $\gamma = 1$, $\beta = 1$.

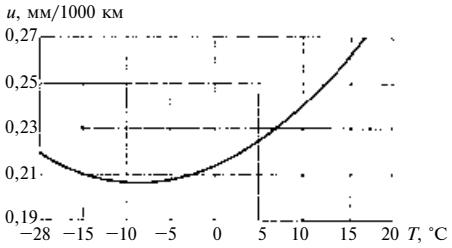



**Рис. 2. Зависимость удельного износа шин от температуры окружающего воздуха [6]**

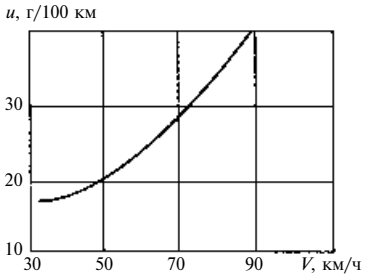



**Рис. 3. Влияние скорости движения на интенсивность износа шин ГА [5]**

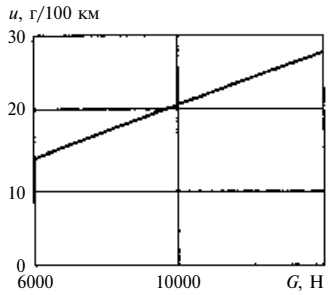



**Рис. 4. Влияние нормальной нагрузки на интенсивность износа шин [5]**

Таблица 3

**Результаты пробеговых испытаний шин на дорогах автополигона НИЦИАМТ**

| Показатели | Шина 260-508 ИН-190 автомобиля | | Шина 260-508 ИН 142Б автомобиля | |
|---|---|---|---|---|
| | № 1 | № 2 | № 1 | № 2 |
| Удельный износ шин, средний по пяти колесам, мм/1000 км | 0,245 | 0,311 | 0,341 | 0,333 |
| Глубина протектора, мм: | | | | |
| в начале испытаний | 16,0 | 16,0 | 19,0 | 19,0 |
| при замене | 0,8 | 0,6 | 0,6 | 0,8 |
| Средний ресурс до замены, тыс. км | 65,3 | 51,4 | 55,4 | 57,0 |
| Расчетный ресурс до замены, тыс. км | 77,63 | 61,96 | 67,52 | 68,39 |
| по формуле (5) | | | | |
| по формуле (6) | 48,26 | 49,04 | 61,29 | 60,44 |
| Отклонение расчетных значений ресурса от экспериментальных, % | +18,9 | +20,54 | +21,87 | +19,98 |
| по формуле (5) | –26,1 | –4,6 | +10,6 | +6,0 |
| по формуле (6) | | | | |

На каждый автомобиль устанавливали по пять одинаковой размерности шин моделей 260-508 ИН-190 и 260-508 ИН-142Б. В ходе испытания определялся удельный износ и отмечался ресурс шин при замене (табл. 3).

Отклонение расчетных значений, полученных по формуле (6), от экспериментальных значений ресурса в среднем по 20 шинам составило менее 4 %. По нашему мнению, эти расхождения связаны с отклонениями скорости движения автомобиля от средней технической, принятой для расчета ресурса шин, а также изменениями состояния поверхности дороги, которые невозможно полностью учесть в расчетной формуле. Кроме того, при расчетах невозможно точно учитывать влияние стиля вождения водителя, геометрические параметры расположения колес конкретного автомобиля.

Предложенная формула расчета ресурса шин в целом учитывает основные факторы, влияющие на ресурс шин, тем самым позволяет объективно планировать потребность в шинах, более точно рассчитывать эксплуатационные затраты на ремонт и восстановление шин.

Затраты на замену и ремонт шин рекомендуется определять по формуле:

$$S_{ш} = \frac{1{,}02 C_{ш} n_{ш} L_{ш}}{L_{экс}}, \qquad (10)$$

где $C_{ш}$ — стоимость одного комплекта шин, руб.; $n_{ш}$ — количество шин на автомобиле без запасного; коэффициент 1,02 учитывает затраты на ремонт камер.

Таким образом, получена формула расчета долговечности шин автомобилей, объективно учитывающая условия эксплуатации и факторы, влияющие на ресурс шин. Предложенный подход расчета эксплуатационных затрат на шины использован в прикладной программе "Автоинвест", предназначенной для оценки экономической эффективности, качества и конкурентоспособности грузовых автомобилей.

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК


1. **Ипатов, М. И.** Технико-экономический анализ проектируемых автомобилей [Текст] / М. И. Ипатов. — М.: Машиностроение, 1982. — 272 с. Временные нормы эксплуатационного пробега шин автотранспортных средств // Грузовое и пассажирское автохозяйство. — 2003. — № 1.
2. **Костин, И. М.** Технико-экономическая оценка грузовых автомобилей при разработке [Текст] / И. М. Костин, Х. А. Фасхиев. — Набережные Челны: Изд-во Камского гос. политехн. ин-та, 2002. — 479 с.
3. **Экономить** помогут шины Regroovable [Текст] / Спецтехника. — 2003. — № 3. — С. 42—43.
4. **Автомобильные** шины: Устройство, работа, эксплуатация и ремонт [Текст] / В. Н. Тарновский, В. А. Гудков, О. Б. Третьяков. — М.: Транспорт, 1990. — 272 с.
5. **Петров, А. И.** Влияние условий эксплуатации на долговечность и безотказность автомобильных шин: Автореферат дис. канд. техн. наук [Текст] / А. И. Петров. — Тюмень, 1999. — 17 с.

# Владимирские двигатели — машиностроителям России, Белоруссии, Украины и Казахстана

26—27 апреля 2010 г. в г. Владимир прошел форум "Владимир — центр двигателестроения", приуроченный к 65-летию Владимирского моторо-тракторного завода (ВМТЗ).

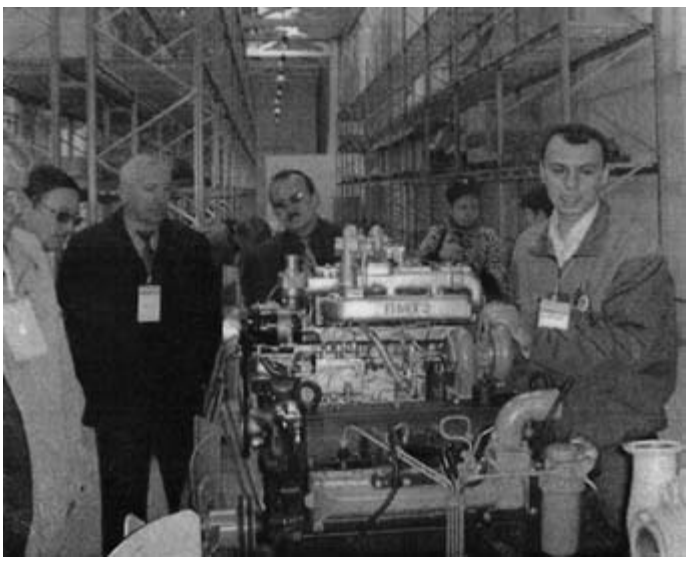
На форум съехались представители крупнейших производителей тракторной техники, сварочных агрегатов, судостроители и производители дизельных электростанций из России, Белоруссии, Украины и Казахстана.

Владимирский моторо-тракторный завод — один из крупнейших заводов в России по производству дизелей мощностью от 21 до 75 л. с. Его 2-, 3- и 4-цилиндровые двигатели успешно зарекомендовали себя как на отечественном, так и зарубежном рынках. Более 60 % сельскохозяйственных машин, производимых в России сегодня, оснащаются этими двигателями.

Гости форума посетили моторосборочный корпус ВМТЗ, где ознакомились с ходом модернизации основного конвейера завода и посетили совместное предприятие концерна "Тракторные заводы" и Корпорации AGCO по сбору дизелей SISU мощностью от 80 до 350 л. с. Участники форума подробно ознакомились с этапами сборки дизелей и тестовыми испытаниями, которые в обязательном порядке проходит каждый сошедший с конвейера дизель.

На форуме были представлены конструктивные изменения, которые были введены в двигатели ВМТЗ за последние годы, что позволило привести потребительские качества и технические характеристики двигателей в соответствие с современными требованиями по надежности, экономичности, долговечности, экологичности и ремонтопригодности. Внедрение системы современного сервисного обслуживания двигателей призвано обеспечить оперативное реагирование на любую их поломку и в максимально короткие сроки производить ремонт двигателя. Особый интерес гости форума проявили к двигателям с топливными насосами высокого давления чешского производителя Motorpal, которые обеспечивают высокую надежность работы двигателя и не влияют на увеличение его себестоимости.

На форуме представителями торговой компании концерна ООО "ЧЕТРА-КЗЧ" был достигнут ряд ключевых договоренностей о возможности поставки обновленных двигателей ВМТЗ и SISU на конвейеры крупнейших производителей техники в России.



# Уралмашзавод подписал контракт на модернизацию вертикального гидравлического штамповочного пресса для ОАО "Каменск-Уральский металлургический завод" (КУМЗ)

ОАО "Уралмашзавод" проведет модернизацию вертикального гидравлического штамповочного пресса усилием 300 МН и двух нагревательных конвейерных печей № 4 и № 5 ОАО "КУМЗ". Контракт подписан 15 апреля 2010 г.

Кредитование проекта осуществляет Газпромбанк. Содействие в получении контракта оказало правительство Свердловской области.

Пресс немецкой фирмы "SHLOEMANN" работает на ОАО "КУМЗ" более шестидесяти лет, оставаясь самым мощным прессом на предприятии.

В разные годы специалистами Уралмашзавода для этого пресса были спроектированы и изготовлены части станины усовершенствованной конструкции, отремонтирован архитрав пресса. Все это позволило успешно эксплуатировать оборудование до настоящего времени.

Нынешняя модернизация пресса позволит выйти на качественно новый уровень работы комплекса. В частности, уже сейчас КУМЗ с учетом планируемой модернизации обсуждает перспективы сотрудничества с ведущими авиакомпаниями Airbus и Goodrich.

Модернизация позволит повысить точность, а значит и качество изделий. Процесс передачи заготовок под пресс и выгрузка из него готовых изделий будут максимально автоматизированы, что позволит сократить вспомогательное время и, следовательно, повысить производительность агрегата.

Кроме пресса, проект предусматривает модернизацию двух нагревательных печей с заменой нагревательных элементов и контрольно-измерительной аппаратуры. Весь процесс нагрева будет управляться автоматической системой, учитывающей все тонкости технологического процесса.

Остановка комплекса на модернизацию займет минимальное время, так как все подготовительные строительные и ремонтные работы будут выполнены до его остановки, а собственно монтаж и наладка оборудования будут проведены в период капитального ремонта пресса. Ввести пресс в эксплуатацию после модернизации планируется в первом квартале 2012 г.

В работе над контрактом будет реализована стратегия Уралмашзавода как интегратора в металлургии. Эта стратегия подразумевает переход от поставок отдельных машин и агрегатов к поставкам комплексов металлургического оборудования, включая технологию. При этом Уралмашзавод выступает в качестве генерального подрядчика, привлекая партнеров в качестве субпоставщиков. В частности, модернизацию гидроуправления пресса выполнит "Oilgear" (США) — одна из ведущих мировых компаний в области проектирования и внедрения гидравлического управления и управления технологическими режимами прессового оборудования. Всего в проекте в качестве субисполнителей примут участие восемь компаний, выполняющих проектные, строительные и монтажные работы.

*Управление по связям с общественностью МК "Уралмаш"*

# "КАМАЗ" — движение на Запад

***ОАО "КАМАЗ" представил свою автотехнику европейским потребителям в рамках выставки "Autostrada Polska", проходившей в г. Кельце (Польша)***

На выставке КАМАЗ работает со своим официальным дистрибьютором —компанией KAMAZ TRUCKS POLSKA. Польский партнер "КАМАЗа" имеет собственную дилерскую сеть, сервисно-техническую базу, шоу-рум, склад готовых автомобилей и работает с ведущими лизинговыми компаниями Польши. Под лозунгом "КАМАЗ — НОВОЕ ПОКОЛЕНИЕ" ведется активная кампания по созданию в Европе нового имиджа камских грузовиков.

Уже в этом году ОАО "КАМАЗ" планирует начать поставки в Польшу грузового автотранспорта и автотехники, оборудованных двигателями Cummins стандарта Евро-5. В конструкции модернизированных автомобилей КАМАЗ используются узлы и агрегаты производства мировых лидеров в области изготовления автокомпонентов (коробка передач и сцепление Sachs, топливные системы Bosh, тормозные системы Knor Bremse или Wabco, рулевые системы RBL). В сочетании с доступной для рядового потребителя стоимостью этот фактор способствует достижению успеха на европейских рынках, в частности на рынке Польши.

Неотъемлемым элементом нового поколения автомобилей КАМАЗ является модернизированная кабина, придающая автомобилям КАМАЗ современный внешний вид и повышающая эксплуатационные характеристики автомобиля, а также безопасность и комфорт водителя.

Новый облик автотехники КАМАЗ посетители выставки увидят на примере образцов продукции ОАО "КАМАЗ", отлично зарекомендовавшей себя у отечественных и зарубежных потребителей.

**Самосвал КАМАЗ-65115 (6 × 4)** с модернизированной кабиной должен вызвать интерес польской аудитории. Это самая популярная "антикризисная" модель камских большегрузов, глава семейства модернизированных автомобилей КАМАЗ. На выставке был представлен первый российский четырехосный **самосвал КАМАЗ-6540 с модернизированной кабиной**, предназначенный для перевозки различных строительных и промышленных грузов по дорогам, рассчитанным на пропуск автомобилей с осевой нагрузкой до 10 тс. Особый интерес представляет новинка серийного производства 2009 г. — полноприводный **самосвал КАМАЗ-65222 (6 × 6)** грузоподъемностью 19,5 т с односкатной ошиновкой. Уже первые образцы новой модели получили высокую оценку специалистов и потребителей. Автомобиль признан лучшим товаром Республики Татарстан в 2009 г. в номинации "Продукция производственно-технического назначения" и стал победителем конкурса программы "100 лучших товаров России" за достижения в области обеспечения качества отечественной продукции.

*По сообщению Департамента по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"*

# "Группа ГАЗ" расширяет модельный ряд полноприводных автомобилей "УРАЛ"

***Автомобильный завод "УРАЛ" "Группы ГАЗ" разработал новую версию полноприводных автомобилей: с мая 2010 года автозавод приступает к серийному производству перспективного продукта — двухосного автомобиля "УРАЛ"-32552-3011-59 с колесной формулой 4 × 4 и с бескапотной кабиной***

Полноприводный автомобиль "УРАЛ"-32552-3011-59 (4 × 4) с улучшенными потребительскими характеристиками и эксплуатационными свойствами создан на базе существующего агрегатного состава семейства "УРАЛ". В процессе разработки в автомобиль внесено значительное число конструктивных улучшений. В первую очередь они коснулись кабины и агрегатов трансмиссии: в отличие от традиционных схем новая машина укомплектована кабиной бескапотной компоновки, дистанционным механизмом управления коробкой передач, пневматическим механизмом управления раздаточной коробкой. Многочисленные конструктивные изменения обеспечивают соответствие потребительских свойств нового автомобиля "УРАЛ" высоким требованиям клиентов.

Автомобиль укомплектован двигателем ЯМЗ 236НЕ2-45 мощностью 230 л. с. и механической пятиступенчатой коробкой передач ЯМЗ-2361. В автомобиле применены новые решения при размещении приборов световой сигнализации и освещения, воздухозаборная труба выведена в зону над кабиной, что увеличивает срок службы сменного элемента воздушного фильтра. Автомобиль "УРАЛ"-32552-3011-59 также позволяет установить кабину увеличенного объема для размещения одного и двух спальных мест. Конструкция автомобиля предусматривает возможность установки нескольких типов шин, включая радиальные, что позволяет снизить уровень шума, сократить расход топлива и повысить плавность хода. Кузов-фургон автомобиля обладает повышенными тепло- и шумоизоляционными свойствами, предусмотрены пассажирский и грузопассажирский варианты кузова.

Преимущества кабины бескапотной компоновки:

увеличение плавности хода автомобиля, а следовательно, и комфорта работы водителя и пассажиров за счет смещения центра масс кузова к центру масс шасси;

улучшение обзорности водительского места в результате размещения кабины над двигателем и применения панорамного ветрового стекла, что облегчает маневрирование автомобиля в условиях ограниченного пространства;

повышение уровня комфорта водителя применением четырехточечной подвески кабины с использованием пружинно-гидравлических амортизаторных стоек, а также регулируемой по высоте и углу наклона рулевой колонки; сиденье водителя оснащено пневмоподвеской, электропневмоуправление раздаточной коробкой позволяет снизить уровень шума и вибраций в кабине.

Конструктивные решения, реализованные при разработке автомобиля "УРАЛ-32552-3011-59, будут использованы для создания целого ряда модификаций "УРАЛов" с колесными формулами 4 × 4 и 6 × 6. Автомобиль может выпускаться в нескольких вариантах: в исполнении вахтовый автобус, бортовой автомобиль и шасси под различные специальные надстройки. Автомобиль "УРАЛ-32552-3011-59" предназначен для эксплуатации по всем видам дорог и местности: главной особенностью автомобилей семейства "УРАЛ" является высокий уровень проходимости.

Большая грузоподъемность, надежность и простота технического обслуживания сделали автомобили "УРАЛ" незаменимой техникой для различных отраслей промышленности, сельского хозяйства, силовых структур. На шасси автомобилей "УРАЛ" может размещаться более 400 образцов специальной техники: подъемные краны, автоцистерны, топливозаправщики, пожарные автомобили, ремонтные мастерские, различные агрегаты для нефтегазового и лесопромышленного комплекса, горной промышленности и коммунального хозяйства.

*Отдел массовых коммуникаций*
*ОАО "Автомобильный завод "УРАЛ"*

# Автомобили Mitsubishi Fuso — для России

***ОАО "КАМАЗ" и Mitsubishi Fuso запускают производство автомобилей на совместном предприятии "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус" в Набережных Челнах***

Об этом официально объявлено на выставке "КомТранс-2010", прошедшей в Москве. Здесь же был представлен первый собранный в России автомобиль марки Canter.

Совместное предприятие (СП) было создано в конце 2009 г. в рамках развития стратегического партнерства между ОАО "КАМАЗ" и концерном Daimler AG, главным акционером MFTBC (Mitsubishi Fuso Truck and Bus Corparation). Производственные площади СП (12 тыс. кв. м) используются для сборки, контроля качества и логистики. На начальном этапе автомобили собираются из сборочных комплектов деталей, поставляемых из Японии. Уже началась активная работа по поиску российских поставщиков комплектующих изделий. В ближайшее время начнется реализация программы локализации производства.

"КАМАЗ" приветствует начало производства и продаж автомобиля Mitsubishi Fuso в России, — сказал Сергей Когогин, генеральный директор ОАО "КАМАЗ". — Данный проект позволит не только представить потребителям качественный продукт, но и даст возможность отечественному автомобилестроению получить современные технологии, создаст хорошую базу для более тесной интеграции в мировой автопром".

"Российский рынок коммерческих автомобилей представляет большой интерес для MFTBC, и мы уверены, что автомобили Mitsubishi Fuso могут сыграть огромную роль в его освоении, — сказал президент и генеральный директор MFTBC Альберт Кирхман. — Начало продаж автомобилей Mitsubishi Fuso — это первый шаг к освоению одного из самых быстрорастущих рынков грузовых автомобилей".

"Сегодня знаменательный день для российской автомобильной индустрии, — сказал Альберт Ягудин, генеральный директор "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус", — с началом производства всемирно известного малотоннажного автомобиля Canter, мы расширяем горизонты эффективности и производительности для владельцев малотоннажных автомобилей в России. Мы с удовольствием представим покупателям автомобиль Mitsubishi Fuso Canter и обеспечим его послепродажное сопровождение, что, в свою очередь, будет обеспечивать успех наших клиентов и способствовать нашему успеху на российском рынке".

Mitsubishi Fuso выходит на российский рынок с малотоннажным автомобилем Canter грузоподъемностью 7,5 т. Модель Canter всемирно известна своей надежностью, топливной экономичностью. Ее основные отличия от аналогов: просторная и удобная кабина, новая система безопасности кабины водителя (RISE), укрепленная конструкция шасси и встроенный в панель рычаг переключения передач. Все это делает автомобиль надежным и комфортным.

Модель Canter для российского рынка будет оснащена двигателем рабочим объемом 4,9 л, мощность которого составляет 110 кВт, а крутящий момент —471 Н · м, и новой 6-ступенчатой коробкой передач. Двигатель отличает высокая экономичность и соответствие требованиям экологических норм Евро-3.

Потребителю будут предложены четыре варианта автомобиля с различной длиной колесной базы — 3410, 3870, 4170 и 4470 мм. Это позволит удовлетворить индивидуальные потребности каждого покупателя. Автомобиль рассчитан на перевозку груза общей массой до 4500 кг, что обеспечивает высокую производительность транспортного средства. Кроме того, бескапотный дизайн автомобиля позволяет использовать еще большее пространство для перевозки грузов.

MFTBC предоставляет на этот автомобиль три года гарантии.

Современная конструкция Mitsubishi Fuso Canter, четыре варианта длины шасси, ком-

пактность и экономичность, а также широкий ассортимент надстроек позволит удовлетворить потребности в автотранспортных средствах малого бизнеса, коммунального хозяйства, крупных и средних компаний. Этот автомобиль идеально подходит как для городских, так и для междугородних коммерческих перевозок. В качестве стандартных модификаций будут представлены бортовой автомобиль, промтоварные и изотермические фургоны, бортовые автомобили с краном-манипулятором, платформы с подъемным механизмом. Клиентам будут предложены специальные модификации (гидравлические вышки, компактные мусоровозы, эвакуаторы) для удовлетворения потребностей государственных структур и муниципальных учреждений.

Привлекательная розничная цена, а также большой выбор специальных лизинговых и кредитных предложений обеспечат интерес потенциальных покупателей к модели Canter.

Первыми дилерами "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус" в России по продаже и сервисному обслуживанию автомобилей Mitsubishi Fuso стали: в Москве — компания "Мерседес-Бенц Север", в Казани — компания "Арбакам автосервис".

На начальном этапе планируется открытие 30 дилерских центров, расположенных в крупнейших городах России — Москве, Санкт-Петербурге, Новосибирске, Екатеринбурге, Казани, Краснодаре. В состав дилерской сети войдут как партнеры, сотрудничающие с ОАО "КАМАЗ" и Mercedes-Benz, так и независимые дилерские центры.

Для того чтобы гарантировать клиентам высокое качество обслуживания и техническую поддержку, "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус" открывает Учебный центр для подготовки менеджеров по продажам и технического персонала дилерских центров. Возможность быстрой доставки клиенту необходимых запасных частей и гарантия их постоянного наличия — эти ключевые факторы успешных продаж будут приоритетной задачей сотрудников Центрального склада запасных частей.

Начало производства и продаж в России — очень важный шаг для компании "ФУЗО КАМАЗ Тракс Рус", которая была основана в сентябре 2009 года для поставок и производства автомобилей Mitsubishi Fuso. Уставный капитал совместного предприятия образован на равных паритетных началах концерном Daimler AG и ОАО "КАМАЗ".

Компания "ФУЗО КАМАЗ Траке Рус" открыла центральный офис в Казани. Альберт Ягудин назначен генеральным директором компании, Томас Унгер — финансовым директором, Алексей Калицев — заместителем генерального директора по продажам и сервису.

Для ОАО "КАМАЗ", MFTBC и Daimler Trucks выход Mitsubishi Fuso на российский рынок — важный стратегический шаг. Для ОАО "КАМАЗ", уже являющегося лидером на российском рынке грузовых автомобилей, это — возможность дополнить собственную линейку продуктов, увеличить объемы продаж и предложить рынку грузовых и коммерческих автомобилей новый продукт и новые технологии продвижения. Для MFTBC — это работа на российском рынке с его огромным потенциалом, а также возможность завоевать этот рынок, который в будущем может стать одним из крупнейших в мире, опираясь на поддержку сильного партнера, хорошо знакомого потребителю и имеющего развитую дилерскую сеть.

Для Daimler Tracks — это очередной шаг по реализации стратегии Global Excellence, разработанной в 2005 году. Стратегия подразумевает завоевание новых рынков, обладающих большим потенциалом роста, с целью продвижения торговых марок, входящих в состав концерна Daimler, по всему миру.

*По материалам Департамента по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ"*

# Союз машиностроителей России и Концерн "Тракторные заводы" реализуют проект привлечения в производство молодых специалистов

Привлечение молодых кадров в промышленное производство — одна из острых проблем российского машиностроения. Смена приоритетов в отечественном образовании, экономические реформы, произошедшие в последние 10—15 лет, привели к тому, что в стране образовалась мощная прослойка менеджмента в ущерб сегменту специалистов производства. Эту проблему неоднократно озвучивал и привлекал внимание общественности премьер-министр РФ В. В. Путин: Один из важнейших вопросов — это вопрос подготовки и переподготовки кадров, особенно рабочих специальностей. Необходимо взять эту проблему под особый контроль. В том числе, помочь вузам и профессиональным училищам с разработкой новых образовательных программ, организацией производственной практики, созданием систем контроля за качеством образования.

Мировой экономический кризис еще более усугубил ситуацию с занятостью молодых специалистов на производстве. В 2009 г. Союз машиностроителей России совместно с Комитетом по тракторному, сельскохозяйственному, лесозаготовительному, коммунальному и дорожно-строительному машиностроению провели комплексное исследование по теме: "Привлечение, мотивация и удержание молодых специалистов на предприятиях тракторного, сельскохозяйственного, лесозаготовительного, коммунального и дорожно-строительного машиностроения". К участию в исследовании были приглашены представители 57 предприятий данного профиля.

Результаты показали, что только 47 % участников исследования работают с молодыми специалистами. Доля молодых специалистов в общей численности сотрудников составляет в среднем только 16,62 %. Средний возраст сотрудника предприятий составляет 41,5 год.

Из 75 сотрудников (в среднем по респондентам, принявшим участие в исследовании), принятых на работу, 45 покидали предприятие в течении года.

По мнению экспертов Союза наиболее действенными мерами по привлечению молодых кадров (наряду с организацией профессионального обучения) должны стать:

- обеспечение места для прохождения стажировки, практики;
- размещение рекламных материалов на информационных ресурсах предприятия и в СМИ.

Многие машиностроители уже пошли именно по этому пути. Так, машиностроительный холдинг "Концерн "Тракторные заводы", являющийся активным членом Союза, не только освещает свою деятельность через традиционные печатные СМИ, но и активно использует возможности всемирной электронной сети (через официальные сайты предприятий концерна, электронные издания), ежемесячно издает собственную газету.

Машиностроительная группа инициативно ведет активную работу по созданию совместно с ведущими профильными учреждениями страны образовательных программ, направленных на обучение и переобучение специалистов для своих предприятий, расположенных в девяти субъектах Российской Федерации.

В 2009 г. "Тракторными заводами" было подписано соглашение с 15 аграрными вузами, открыт учебный класс и постоянно действующая выставка техники "АГРОМАШ" в Саратовском аграрном университете, готовится открытие учебного класса в МГАУ им. Горячкина.

В 2010 г. холдингом были запущены в действие самые масштабные образовательные проекты в системе комплексного профессионального образования РФ — Корпоративный Университет Концерна "Тракторные заводы" и Академия "АГРОМАШ". На созданных учебных площадках специализированные торгово-сервисные компании Концерна — ООО "Агромашхолдинг", ОАО "ЧЕТРА — Промышленные машины", ООО "ЧЕТРА — Комплектующие и запасные части", ООО "Сервис Промышленных машин" — активно реализуют программу подготовки и повышения квалификации кадров по обслуживанию и эксплуатации отечественной техники марок "АГРОМАШ" и "ЧЕТРА".

В 2010 г. авторские коллективы МГАУ и Саратовского аграрного университета подготовят и издадут два учебника для профильных вузов и техникумов по комбайнам и тракторам "АГРОМАШ", а в 2011 г. — два учебных пособия по колесным и гусеничным тракторам для подготовки рабочих специальностей.

С февраля 2010 г. студенты МГАУ и Московского государственного технического университета (МАМИ) пройдут преддипломную практику на производственных площадках Концерна "Тракторные заводы". На сегодняшний день Академией "АГРОМАШ" учреждены стипендии и гранты для студентов и молодых ученых профильных вузов.

*По материалам компании корпоративного управления Концерна "Тракорные заводы"*

# "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА"
## запускает новую линию

***7 мая с. г. на совместном российско-германском предприятии "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА" в Набережных Челнах запущена линия по выпуску гасителей крутильных колебаний для грузовых автомобилей КАМАЗ и других отечественных автопроизводителей.***

Гасители крутильных колебаний (демпферы) применяются в двигателях грузовых автомобилей. Как и вся другая продукция совместного предприятия (СП), они будут поставляться и на рынок автомобильных компонентов России.

Производственная и коммерческая деятельность ООО "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА", признанного по итогам 2009 г. лучшим поставщиком, наиболее успешно вписавшимся в систему закупок "КАМАЗа", насчитывает менее двух лет. В начале производственной деятельности на "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА", занимающего общую площадь 4 тыс. м$^2$, работало 74 человека. В апреле 2010 г. численность персонала достигла 97 человек. До конца текущего года планируется принять на работу еще 30—50 человек. В 2009 г. СП стало одним из немногих предприятий в автопроме России, которые неуклонно наращивали объемы выпуска продукции.

В минувшем году на "КАМАЗе" было поставлено основной продукции на сумму 792 млн руб. и, кроме того, запасных частей на 4 млн руб. На данный момент "КАМАЗ" получил от СП в общей сложности более 170 тыс. единиц этих изделий. Сейчас "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА" производит сборку 42 моделей барабанных тормозных механизмов для автомобилей и специализированной техники.

Успешно продвигается локализация производства. Одним из уже реализованных в этом направлении проектов стало приобретение оборудования для обработки тормозного суппорта — основной детали барабанного тормозного механизма. Эти станки в 2010 г. будут задействованы для механообработки в полном объеме. Мощности четырех станков рассчитаны на выпуск не менее 600 деталей в сутки, что полностью удовлетворяет существующие планы производства "КАМАЗа".

На первом полном календарном году своей деятельности ООО "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА" достигло безубыточной деятельности. Это позволило начать следующий этап инвестиций в развитие производства. В 2010 г. планируется увеличение выпуска продукции на 32 %, в том числе и за счет освоения трех новых видов продукции. Так, в этом году начались поставки барабанных тормозных механизмов на НЕФАЗ — для автобусов, прицепов и полуприцепов. Есть и другие проекты сотрудничества с производителями автобусов — например, с КАВЗ (г. Курган) и ПАЗ (г. Павлово). В среднесрочной перспективе германская компания "КНОРР-БРЕМЗЕ" планирует передать своему СП в Набережных Челнах знания и опыт по производству системы подготовки воздуха и электронной тормозной системы, чтобы поставлять на российский рынок комплексные системы активной безопасности.

Улучшение качества продукции — это непрерывный процесс на "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА". Достигнутые результаты были отмечены "КАМАЗом", по итогам 2009 года присудившим предприятию награду в номинации "За безупречное качество".

*По материалам*
*ООО "КНОРР-БРЕМЗЕ КАМА"*

# Abstracts of articles

**2** *Markov V. A., Devyanin S. N., Yefanov A. A.* Design Improvement of Sprayer in Diesel Engine
The experimental research of the D-245.12C type diesel engine has been carried out. Fuel injectors of the diesel engine were equipped with sprayers of different spray nozzles lengths. The obtained experimental data prove the possibility of improvement of specific fuel efficiency, toxicity characteristics and smoke emissions of exhaust gases due to the injector spray nozzles lengths optimization.
**Keywords:** diesel engine, fuel injector, sprayer, spray nozzles lengths, *l*/*d* ratio

**10** *Faskhiev Kh. A.* Rationing of durability of beams of lobbies bridges of lorries
The technique of an establishment of norms of durability of beams an apron of bridges of lorries is resulted. Criteria of the working capacity, necessary safety factors for beams of dumpbody trucks of KAMAZ-55111 are established. It is established that beams of the bridges, durabilities satisfying to norms on static pressure of a bend and torsion, correspond also to criterion of fatigue durability.
**Keywords:** a bridge beam, norm of durability, a lorry, measurement of deformations, a fluidity limit, fatigue durability

**16** *Chernov A. E.* Multipurpose regulator of pressure for generating installations of new generation.
In article the multipurpose regulator of pressure for generating installations of new generation is considered. Application of a new regulator of pressure allows to exclude the additional rectifier from the scheme of generating installation that essentially raises its reliability and reduces cost. Besides the multipurpose regulator provides the lowered frequencies of excitation of the generator and expansion of diagnostic functions, especially indications of the raised pressure of a network, breakage of a phase conclusion or malfunction the block. The system of protection of the regulator of pressure is essentially expanded also at occurrence of emergencies, thermal protection in particular is entered. Application in the target cascade of a multipurpose regulator of pressure of the field transistor and high-speed diode Shotki has allowed to reduce factor of pulsations of target pressure and a range of change of instant values of pressure.
**Keywords:** multipurpose regulator of pressure, generating installation, diagnostics, indication, emergency situations, pulsations of pressure, the target cascade, element base, the additional rectifier, additional diodes, a control lamp, the storage battery, a category current, an internal combustion engine

**19** *Kovalyov V. P., Starostin M. M.* Ground robotic evacuation and rescue vehicle
In article the multifunction mechanized coupler and ground/underwater self-propelled evacuation vehicle.
**Keywords:** dangerous zones, evacuation, rescue, mechanization, robotization, coupler

**22** *Gusakov S. V., Afanasjeva I. V., Markov V. A.* Power Balance of a Propulsion System for Hybrid Vehicles Moving According to the New European Drive Cycle NEDC
Hybrid vehicles developed by leading foreign companies have been presented. Calculating research of power balance of a propulsion system for hybrid vehicles moving according to the new European drive cycle NEDC has been carried out.
**Keywords:** hybrid vehicle, diesel engine, new European drive cycle, fuel economy, exhaust gases emissions

**35** *Faskhiev Kh. A.* Definition of operational expenses for tyres
The technique of definition of a resource of tyres of the lorries, considering service conditions is offered. In particular in the offered formula are considered loading on the tyre, pressure, speed of movement of the car, a condition of a surface of a road covering, specific deterioration of tyres.
**Keywords:** the tyre, loading, pressure, a resource, service conditions

**34,40** *News*

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Т. В. Пчелкина*
Сдано в набор 20.05.2010. Подписано в печать 29.06.2010. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,81. Заказ 117. Тираж 150 экз.
Отпечатано в ЗАО "Компания ИМАДЖВЕЙВ". 119607, г. Москва, Мичуринский проспект, д. 27, стр. 2