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

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 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" 37349,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

© ООО "Издательство Машиностроение", "Грузовик", 2011

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 *Рябов И. М., Чернышов К. В., Ковалев А. М.* Выбор параметров динамического гасителя колебаний колеса с учетом изменения жесткости шины в процессе эксплуатации

Проектирование

6 *Матвеенко В. В., Пылев В. А.* Разработка теоретических стационарных экономичных моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней

Исследование. Расчет

9 *Гармай А. С., Гальченко В. П.* Модернизация двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных двигателей с использованием плазмоэлектрохимической технологии для обеспечения многотопливности двигателей

13 *Марков В. А., Стремяков А. В., Акимов В. С., Шумовский В. А.* Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части

18 *Барский И. А., Шаталов И. К., Марков В. А., Вальехо Мальдонадо П. Р.* Регулирование турбонаддува в автомобильных дизелях

38 *Захарик Ю. М., Захарик А. М., Гурский Н. Н.* Расчет показателей плавности движения мобильных машин

Эксплуатация. Ремонт

24 *Максименко А. Н., Кутузов В. В., Бездников Д. В., Федосов А. Н., Сентюров В. В., Лопатин А. И., Борисенко О. В.* Оценка этапа эксплуатации жизненного цикла погрузчика Амкодор 332

Безопасность

28 *Сегеда С. В., Девочкин О. В.* Формирование информационных сигналов для системы активной безопасности транспортных средств

Экология

34 *Трембовельский Л. Г.* Экологическая безопасность автотранспортных средств

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

3 '2011

УДК
629.113:629.11.
0128

И. М. Рябов,
д-р техн. наук,
К. В. Чернышов,
канд. техн. наук,
А. М. Ковалев,
аспирант
ВолгГТУ
(г. Волгоград)
E-mail: ap@vstu.ru

Выбор параметров динамического гасителя колебаний колеса с учетом изменения жесткости шины в процессе эксплуатации

Рассмотрен выбор параметров динамического гасителя колебаний колеса с учетом изменения жесткости шины в процессе эксплуатации, даны графики АЧХ ускорений подрессоренной массы с постоянными характеристиками динамического гасителя при различных собственных частотах колебаний неподрессоренной массы и проведен их анализ.

Ключевые слова: *колебания, подвеска автомобиля, динамический гаситель, жесткость, демпфирование, ускорений подрессоренной массы.*

Динамические гасители колебаний обеспечивают адаптацию подвески к условиям движения [1]. Известен динамический гаситель колебаний колес легковых автомобилей с жидкостным демпфированием (рис. 1) [2]. Недостатком этого динамического гасителя является нестабильность демпфирования вследствие зависимости свойств жидкости от температуры, что сужает диапазон частот эффективного гашения колебаний. Кроме того, вследствие наличия жидкости данный гаситель имеет низкий коэффициент использования инерционной массы.

Для преодоления указанных недостатков был разработан динамический гаситель колебаний с трением без смазочного материала (рис. 2) [3]. Он содержит поршень 1, установленный с зазором на амортизационной стойке 2 в разъемном корпусе 3 с возможностью вертикального перемещения по оси. Корпус 3 неподвижно закреплен на амортизационной стойке. Поршень поджат с торцов пружинами 5. В поршне оппозиционно установлены фрикционные накладки 7, прижатые нажимными механизмами, состоящими из штоков 8 и подпружиненных роликовых толкателей 9, к металлическим пластинам 10. Профили поверхностей торцов штоков 8 выполнены в форме кривой верьзьера Аньези, что обеспечивает постоянство усилия прижатия штоков при износе фрикционных накладок, чем достигается стабильность характеристик динамического гасителя колебаний. Усилие прижатия фрикцион-

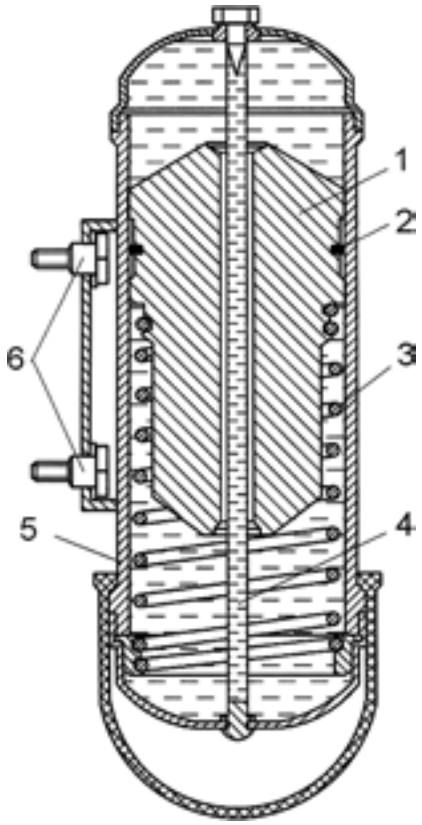


Рис. 1. Динамический гаситель колебаний колес с жидкостным демпфированием:

1 — инерционная масса; 2 — уплотнение; 3 — пружина гасителя; 4 — дроссельная трубка; 5 — стакан; 6 — монтажные элементы

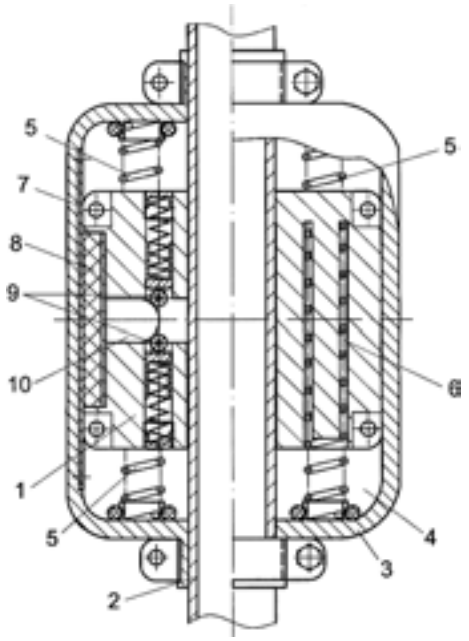


Рис. 2. Динамический гаситель без смазочного материала:

1 — поршень; 2 — амортизационная стойка; 3 — корпус; 4 — поршневая полость; 5 — пружины; 6 — выточка; 7 — фрикционная накладка; 8 — шток; 9 — роликовые толкатели; 10 − пластина

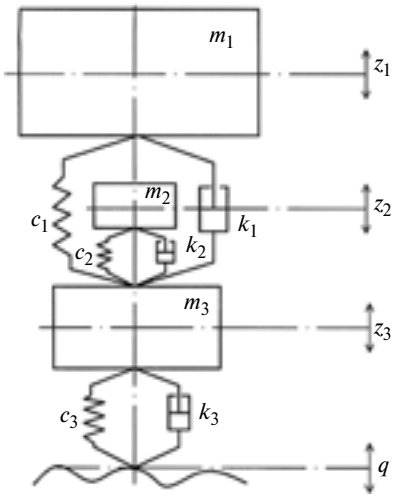


Рис. 3. Расчетная схема подвески с динамическим гасителем колебаний колес:

m_1, m_2, m_3 — подрессоренная масса, масса динамического гасителя колебаний и неподрессоренная масса; c_1, c_2 и c_3 — жесткости рессоры, пружины динамического гасителя колебаний и шины; k_1, k_2 и k_2 — коэффициенты сопротивления рессоры, динамического гасителя колебаний и шины; z_1, z_2 и z_3 — перемещения подрессоренной массы, динамического гасителя колебаний и неподрессоренной массы; q — кинематическое возмущение со стороны профиля дороги

ных накладок регулируется изменением усилия пружин роликовых толкателей.

Эффективное гашение колебаний динамическим гасителем обеспечивается путем оптимальной его настройки под параметры подвески и колеса с шиной. Однако характеристики шины в процессе эксплуатации нестабильны вследствие изменения давления и температуры. Одним из главных параметров шины, влияющим на плавность хода и устойчивость автомобиля, является ее жесткость. С течением времени давление воздуха в шине и ее жесткость постепенно снижаются, затем резко увеличиваются при восстановлении давления. Это влияет на частоту собственных колебаний колеса и сбивает оптимальную настройку динамического гасителя, который начинает работать менее эффективно, так как при частоте возмущения ω, стремящейся к частоте собственных колебаний ω_0 объекта, последние существенно возрастают. Для их уменьшения необходимо наиболее оптимально настроить характеристики динамического гасителя под параметры объекта виброзащиты [4]. Поэтому возникает вопрос о выборе наиболее оптимальной частоты собственных колебаний динамического гасителя и опреде-

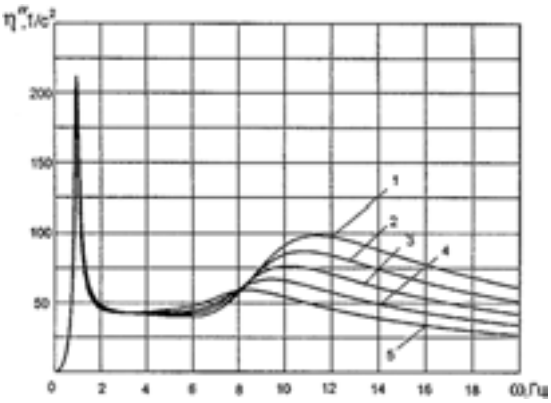


Рис. 4. АЧХ относительных ускорений подрессоренной массы η'' (кузова) с учетом постоянных характеристик динамического гасителя при различных значениях собственных частот колебаний неподрессоренной массы (колеса ω_{03}):

1 — 12 Гц; 2 — 11 Гц; 3 — 10 Гц; 4 — 9 Гц; 5 — 8 Гц

лении, насколько серьезно повлияет излишнее или недостаточное давление в шине на эффективность его работы. Для ответа на этот вопрос проведено теоретическое исследование подвески с динамическим гасителем колебаний колес. Расчетная схема такой подвески приведена на рис. 3. Она представляет собой трехмассовую одноопорную колебательную систему с упруго-демпфирующими связями.

Уравнения динамики представленной расчетной схемы имеют следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} &m_1\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + c_1(z_1 - z_3) = 0;\\ &m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + c_2(z_2 - z_3) = 0;\\ &m_3\ddot{z}_3 + k_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + c_3(z_3 - q) -\\ &- k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - c_1(z_1 - z_3) -\\ &- k_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - c_2(z_2 - z_3) = 0. \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

Выполним преобразования, разделим первое второе и третье уравнения (1) на m_1, m_2 и m_3 соответственно, получим

$$\left.\begin{aligned} &\ddot{z}_1 + 2h_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) + \omega_{01}^2(z_1 - z_3) = 0;\\ &\ddot{z}_2 + 2h_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) + \omega_{02}^2(z_2 - z_3) = 0;\\ &\ddot{z}_3 + 2h_3(\dot{z}_3 - \dot{q}) + \omega_{03}^2(z_3 - q) -\\ &-2h_1\mu_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_3) - \omega_{01}^2\mu_1(z_1 - z_3) -\\ &-2h_2\mu_2(\dot{z}_2 - \dot{z}_3) - \omega_{02}^2\mu_2(z_2 - z_3) = 0, \end{aligned}\right\} \quad (2)$$

где

$$\mu_1 = \frac{m_1}{m_3},\ \mu_2 = \frac{m_2}{m_3},\ \frac{k_1}{m_1} = 2h_1,\ \frac{k_2}{m_2} = 2h_2,$$

$$\frac{k_3}{m_3} = 2h_3,\ \frac{c_1}{m_1} = \omega_{01}^2,\ \frac{c_2}{m_2} = \omega_{02}^2,\ \frac{c_3}{m_3} = \omega_{03}^2.$$

Аналитическое решение математической модели (1) для подрессорной массы m_1 будет иметь вид

$$\frac{Z_{10}}{q_0} = \sqrt{\frac{A}{B}}, \quad (3)$$

где $A = (\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - 2h_1 2h_2\omega_{03}^2\omega^2 - 2h_2 2h_3\omega_{01}^2\omega^2 - \omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega^2 + 2h_1 2h_3\omega^4)^2 + (2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2\omega +$
$+ 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2\omega + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega - 2h_1\omega_{03}^2\omega^3 - 2h_3\omega_{01}^2\omega^3 - 2h_1 2h_2 2h_3\omega^3)^2;$

$B = [\omega_{01}^2\omega_{02}^2\omega_{03}^2 - (2h_1 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_1 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_2 2h_3\omega_{01}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 + \omega_{01}^2\omega_{03}^2 + \omega_{02}^2\omega_{03}^2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_1 +$
$+ \omega_{01}^2\omega_{02}^2\mu_2)\omega^2 + (2h_1 2h_2 + 2h_1 2h_3 + 2h_2 2h_3 + 2h_1 2h_2\mu_1 + 2h_1 2h_2\mu_2 + \omega_{01}^2\mu_1 + \omega_{02}^2\mu_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{03}^2) \times$
$\times \omega^4 - \omega^6]^2 + [(2h_1\omega_{02}^2\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{01}^2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2\omega_{02}^2)\omega - (2h_1\omega_{02}^2\mu_1 + 2h_1\omega_{02}^2\mu_2 + 2h_2\omega_{01}^2\mu_1 +$
$+ 2h_2\omega_{01}^2\mu_2 + 2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2 + 2h_1\omega_{03}^2 + 2h_2\omega_{03}^2 + 2h_3\omega_{01}^2 + 2h_3\omega_{02}^2 + 2h_1 2h_2 2h_3)\omega^3 + (2h_1 + 2h_2 +$
$+ 2h_3 + 2h_1\mu_1 + 2h_2\mu_2)\omega^5]^2.$

В качестве эталонных параметров подвески с динамическим гасителем колебаний колеса при выполнении расчетов по уравнению (3) были выбраны следующие значения, соответствующие автобусу с пневматической подвеской:

— относительный коэффициент затухания колебаний:

кузова $\psi_1 = 0{,}1$, динамического гасителя $\psi_2 = 0{,}30$, колес $\psi_3 = 0{,}01$;

— собственная частота колебаний:

кузова $\omega_{01} = 1$ Гц; динамического гасителя $\omega_{02} = 7{,}2$ Гц, колес ω_{03} — 10 Гц;

— соотношение масс:

массы кузова к массе колеса $\mu_1 = 10$; массы динамического гасителя к массе колеса $\mu_2 = 0{,}15$.

Результаты расчетов в виде АЧХ ускорений подрессоренной массы (кузова) при постоян-

ных характеристиках динамического гасителя и различных значениях собственных частот колебаний неподрессоренной массы (колеса) представлены на рис. 4.

Из графиков (рис. 4) следует, что эффективность работы динамического гасителя колебаний снижается с увеличением собственной частоты колеса, т. е. при повышенном давлении в шине. При снижении давления в шине происходит снижение ускорений кузова и уменьшение колебаний колес. Поэтому настраивать динамический гаситель следует на более высокие (на 1—20 %) частоты колебаний, чем расчетные с учетом возможной перекачки шин.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Рябов, И. М.** Адаптация подвески к условиям движения АТС за счет частотно саморегулируемого амортизатора и динамического гасителя колебаний [Текст] / И. М. Рябов, А. М. Ковалев // Прогресс транспортных средств и систем — 2009: матер. междунар. н.-пр. конф., Волгоград, 13—15 окт. 2009 г.: в 2 ч. Ч. 2 / ВолгГТУ [и др.]. — Волгоград, 2009. — С. 24—25.
2. **Дербаремдикер, А. Д.** Амортизаторы транспортных машин [Текст] / А. Д. Дербаремдикер Изд. 2, пер. и доп. — М.: Машиностроение, 1985. — 199 с.
3. **Патент** 97784 РФ, МПК F 16 F 7/09. Динамический гаситель колебаний / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. М. Ковалев; ГОУ ВПО ВолгГТУ. — 2010.
4. **Вибрации** в технике: Справочник. В 6-ти т / Ред. совет: В41 В. Н. Челомей (председ.) — М.: Машиностроение, 1981. — Т. 6. Защита от вибрации и ударов / Под ред. К. В. Фролова, 1981, — 456 с.

Вниманию читателей!

ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ"

принимает подписку на журналы на 2011 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 621

В. В. Матвеенко,
асп.,
В. А. Пылев,
д-р техн. наук;
Национальный техн. ун-т "ХПИ"
E-mail:
matveenko-VV@yandex.ru

Разработка теоретических стационарных экономичных моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней

Путем свертки полигонов детализированных моделей эксплуатации автомобильных и тракторных дизелей, выполненной на основе анализа температурного состояния поршня, получены экономичные теоретические стационарные модели эксплуатации среднего и нижнего уровня сложности. Выполнен синтез соответствующих нестационарных моделей. Установлено, что использование моделей среднего уровня в процессе проектирования поршня позволяет снизить объем расчетной информации в 1,5—2 раза, а моделей нижнего уровня — в 1,8—2,7 раза.

Ключевые слова: *модель эксплуатации, автотракторный дизель, поршень, температурное состояние, ресурсная прочность.*

Неизменная тенденция повышения уровня форсирования ДВС обостряет проблему прогнозирования, обеспечения и продления ресурсной прочности теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС). В то же время для ускорения проектных работ развивается концепция применения совокупности математических моделей (ММ) различных уровней сложности. Предполагается, что более экономичные модели применяют для первоначальной оценки прогнозируемого качества, а более достоверные — для уточненного анализа.

Для деталей КС неизменной конструкции расчетный результат зависит от принятой ММ описания процесса накопления повреждений (потерей прочности) и принятой модели эксплуатации двигателя. Однако усилия исследователей в первую очередь направлены на совершенствование моделей накопления повреждений [1—3]. Разработка соответствующих моделей эксплуатации ДВС-установок различного технологического назначения при этом требует своего развития.

Исходя из концепции гарантированного обеспечения ресурса деталей КС, предложена методика построения теоретической нестационарной модели нагружения двигателя [4]. При этом в качестве необходимой исходной базы принимается стационарная модель, состоящая из массива эксплуатационных полигонов нагружений двигателя. Процедура назначения эксплуатационных полигонов осуществляется на основе учета всех представительных видов работ и операций, выполняемых установкой с ДВС. Количество получаемых полигонов при этом может быть существенно большим, например, 18 для тракторного дизеля, 27 — для автомобильного, 26 — для комбайнового [5—7]. Эти модели приняты в качестве моделей верхнего уровня.

Разработана методика получения теоретических стационарных моделей нижнего уровня, основанная на свертке полигонов, характеризуемых близким температурным состоянием деталей [8, 9]. При этом экономичная модель должна разрабатываться применительно не только к двигателю конкретного

назначения, но и к конкретной теплонапряженной детали.

В работе поставлена задача синтеза экономичных моделей для поршня тракторного, автомобильного и комбайнового дизелей при уровнях форсирования 25—30 кВт/л. Объектом исследования выбран поршень дизеля 4ЧН 12/14.

Экономичные модели были получены сверткой полигонов моделей верхнего уровня, отличающихся по температуре кромки КС поршня не более чем на 5 °С (модель среднего уровня) и на 10 °С (модель нижнего уровня).

В табл. 1, 2 приведены полученные модели эксплуатации тракторного и автомобильного дизелей при уровне форсировании до 30 кВт/л. В табл. 1 и 2 n_i , N_{ei}, P_i, t_i — соответственно относительная частота вращения коленчатого вала, относительная эффективная мощность, относительная наработка двигателя, температура кромки КС поршня при работе двигателя на i-м полигоне модели верхнего уровня. Индекс j соответствует модели среднего уровня, а индекс k — нижнего.

Таблица 1

Модели эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории различных уровней сложности

№ полигона i	n_i	N_{ei}	P_i	t_i, °С	№ полигона j	№ полигона k
1	0,825	0,0825	0,017	181,80	1	1
2	0,975	0,0975	0,046	184,46		
3	1,075	0,1075	0,087	186,23		
4	0,825	0,2475	0,022	211,01	2	2
5	0,975	0,2925	0,042	218,97	3	
6	1,05	0,315	0,057	222,96		
7	0,825	0,4125	0,028	240,21	4	3
8	0,95	0,475	0,033	251,28	5	4
9	1,025	0,5125	0,098	257,91		
10	0,825	0,5775	0,023	269,42	6	5
11	0,95	0,665	0,036	284,91	7	6
12	1,025	0,7175	0,105	294,20	8	
13	0,825	0,7425	0,018	298,62		7
14	0,95	0,855	0,022	318,54	9	8
15	1	0,9	0,1230	326,50	10	
16	9,825	0,9075	0,007	327,83		9
17	0,95	0,9487	0,018	335,13	11	
18	0,825	1,045	0,052	352,17	12	10

Из табл. 1 и 2 видно, что в случае тракторного дизеля для модели среднего уровня количество полигонов уменьшилось с 18 до 12, а для нижнего — до 10. Для моделей эксплуатации автомобильного дизеля количество полигонов уменьшилось с 27 до 17 (модель среднего уровня) и до 10 (модель нижнего уровня). Аналогичные результаты получены для модели эксплуатации комбайнового дизеля. При этом количество теоретических полигонов эксплуатации уменьшилось с 26 до 13 (модель среднего уровня) и до 10 (модель нижнего уровня). Установлено, что в рассмотренном диапазоне уровня форсирования двигателя 25—30 кВт/л модели эксплуатации для системы прогнозирования ресурса поршня остаются неизменными.

На основе разработанных экономичных стационарных моделей по методике [4] были получены нестационарные модели, необходимые для выполнения расчетов ресурсной прочности поршня.

Расчеты ресурсной прочности кромки КС поршня были выполнены по методике [4] применительно для тракторного дизеля 4-й категории, условия работы которого являются наиболее тяжелыми. Установлено, что величина накопленных повреждений при расчете по модели верхнего уровня составляет 6,62, а по модели нижнего уровня 8,9. Результаты расчетов отличаются на 34 % и отвечают кон-

цепции гарантированного обеспечения ресурса поршня. При этом использование моделей среднего уровня позволяет снизить объем расчетной информации в 1,5—2 раза, а моделей нижнего уровня — в 1,8—2,7 раза.

Таблица 2

Модели эксплуатации автомобильного дизеля различных уровней сложности

№ полигона	n_i	N_{ei}	P_i	t_i, °C	№ полигона j	№ полигона k
1	0,415	0,06225	0,05095	178,22	1	1
2	0,55	0,0825	0,0366	181,80		
3	0,685	0,10275	0,01705	185,39	2	
4	0,8125	0,15031	0,0077	193,81	3	2
5	0,9375	0,17344	0,00365	197,90	4	
6	0,415	0,18675	0,03275	200,25		
7	0,55	0,2475	0,05835	211,01	5	3
8	0,415	0,29735	0,01375	219,83	6	
9	0,685	0,30825	0,0335	221,76		
10	0,8125	0,36563	0,029	231,92	7	4
11	0,415	0,38035	0,0089	234,52		
12	0,55	0,39408	0,0237	236,95		
13	0,9375	0,42188	0,0195	241,87	8	
14	0,43	0,4515	0,0593	247,12	9	5
15	1,015	0,45675	0,00075	248,04		
16	0,685	0,4908	0,01335	254,07	10	
17	0,55	0,50408	0,0228	256,42		
18	0,8125	0,58216	0,01725	270,24	11	6
19	0,55	0,605	0,09415	274,29		
20	0,685	0,6278	0,02465	278,32	12	
21	0,9375	0,67172	0,01155	286,09	13	7
22	1,0075	0,72187	0,00125	294,97	14	
23	0,8125	0,74466	0,0229	299,00		8
24	0,685	0,7535	0,12	300,57	15	
25	0,9375	0,85922	0,01465	319,28	16	9
26	0,8125	0,89375	0,1094	325,39		
27	0,915	0,94245	0,0412	334,01	17	10

Разработанные экономичные модели эксплуатации рекомендуется использовать на начальных стадиях проектирования поршней.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Турчин, В. Т.** Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів [Текст] / В. Т. Турчин, В. О. Пильов, А. П. Кузьменко // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал, 2007. — № 2 — С. 30—35.
2. **Чайнов, Н. Д.** Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении [Текст] / Н. Д. Чайнов, А. В. Тимохин, А. Б. Иванченко // Двигателестроение, 1991. — № 11. — С. 14—15.
3. **Олейник, А. В.** Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов авиационных ГТД [Текст] / А. В. Олейник, Д. Ф. Симбирский, А. В. Шереметьев // Авиационно-космическая техника и технология, 2005. — № 10/26. — С. 37—41.
4. **Пильов, В. О.** Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. — Харьков: Издательский центр НТУ "ХПИ", 2001. — 332 с.
5. **Лущицкий, Ю. В.** Эксплуатационный расход топлива и метод его определения [Текст] / Ю. В. Лущицкий, А. Г. Косулин // Двигатели внутреннего сгорания, 1985. — № 41. — С. 96—104.
6. **Ажиппо, Н. А.** Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования [Текст] / Н. А. Ажиппо, Б. К. Балюк // Двигателестроение, 1985. — № 8. — С. 17—20.
7. **Парсаданов, И. В.** Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография [Текст] / И. В. Парсаданов. — Харьков: Издательский центр НТУ "ХПИ", 2003. — 244 с.
8. **Розробка** економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння / О. В. Білогуб, В. Т. Турчин, В. О. Пильов, С. М. Бакланов, С. В. Силенок // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал, 2009. — № 1 — С 100—103.
9. **Аналіз** ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В. Т. Турчин, В. В. Матвеенко, В. О. Пильов, С. М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал, 2010. — № 1 — С. 89—92.

УДК 621.43

А. С. Гармай,
ООО "Энерго-авиа-МТ", ОАО "Интеравиагаз",
В. П. Гальченко,
СКБ "Экологии транспорта"
E-mail: alengarm@mail.ru

Модернизация двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных двигателей с использованием плазмоэлектрохимической технологии для обеспечения многотопливности двигателей

Разработаны экспериментально-теоретические основы плазмоэлектрохимической технологии организации воспламенения и эффективного сгорания углеводородных топлив, реализовано практические внедрение.
Изготовлены действующие рабочие образцы, доказывающие возможность практического применения новой энергосберегающей технологии в модернизации существующих двигателей всех типов и разработках новых типов, существенно превосходящих по экономичности, надежности, ресурсу и мощности.

Ключевые слова: *плазмоэлектрохимический генератор, степень деструкции исходного топлива, химическая активность горючей смеси, многотопливность двигателей.*

Основными целями предлагаемой модернизации двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных двигателей (ГТД) являются: удовлетворение существующей и все более возрастающей в перспективе потребности в многотопливности наземных, транспортных и самолетных (прежде всего — самолетов безаэродромного базирования) энергосиловых установок (ЭСУ) для нужд транспортного и энергоснабжения удаленных регионов и объектов добывающей и перерабатывающей промышленности, Министерства чрезвычайных ситуаций РФ и других структур, а также обеспечение эффективности использования моторных топлив за счет улучшения качества рабочего процесса, разработка недорогостоящих двигателей упрощенной конструкции и комплектации с повышенными ресурсом и экологичностью, автоматизация управления ЭСУ, дистанционный контроль надежности и оценки располагаемого ресурса.

Возможности поршневых ДВС и ГТД в этой части изучены хорошо и достигли предельного уровня, однако конвертирование их с помощью предлагаемой плазмоэлектрохимической технологии (ПЭХ) на располагаемые местные топлива, включая использование попутного газа и АСКТ (авиационного конденсированного топлива), позволит обеспечить их новое качество, а также значительно поднять показатели эффективности (мощности, ресурса, надежности) — до 15—25 %.

Разработаны экспериментально-теоретические основы плазмоэлектрохимической технологии организации воспламенения и эффективного сгорания углеводородных топлив, реализовано практическое внедрение.

Основой плазмоэлектрохимической технологии является подготовка в малогабаритном реакторе и сжигание — в горелке газификатора, в камере сгорания (КС) ДВС или ГТД, — активной смеси из различных видов компонентов

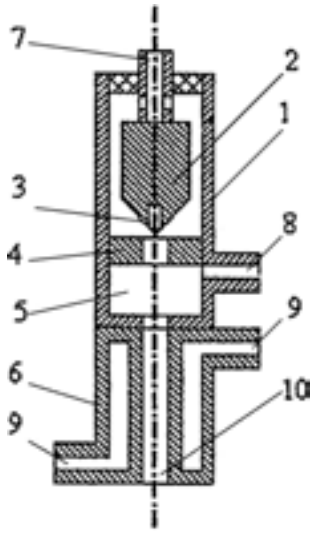


Рис. 1. Схема плазмоэлектрохимического реактора (генератора):

1 — корпус ПЭХГ; 2 — катод; 3 — катодная вставка; 4 — анод; 5 — плазмохимический реактор; 6 — закаливающее устройство; 7 — канал для подвода плазмообразующего рабочего тела; 8 — канал для подвода разлагаемого рабочего тела; 9 — каналы для подвода и отвода охлаждающей жидкости; 10 — канал для отвода продуктов плазмохимического пиролиза

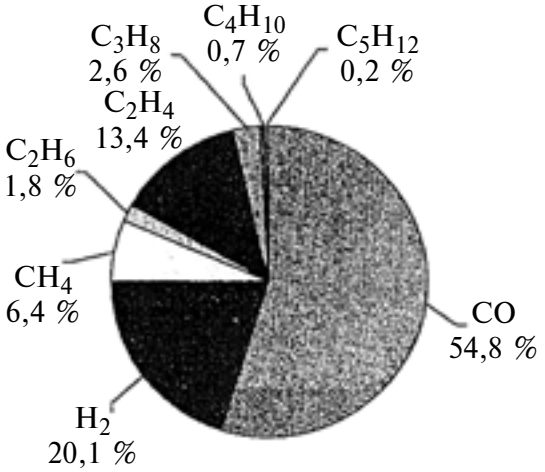


Рис. 2. Объемный состав продуктов ПЭХ пиролиза топлива

топлив, синтеза газа и воздуха. Реализуется управляемый процесс изменения физико-химических характеристик части топливно-воздушной смеси за несколько миллисекунд до ее поступления КС в потоке низкотемпературной воздушной плазмы, при этом формируется химически активная самовоспламеняющаяся при низких температурах и давлениях (параметры окружающей среды) горючая смесь.

Одним из основных элементов системы, реализующих ПЭХ технологию, является плазмоэлектрохимический генератор (ПЭХГ), который обеспечивает самовоспламенение горючей смеси при встрече с воздушным зарядом, его массогабаритные размеры и ресурс сопоставимы со свечей зажигания (рис. 1).

Функционально ПЭХГ состоит из агрегатированного в едином корпусе генератора низкотемпературной плазмы (ГНТП), плазмоэлетрохимического реактора (ПЭХР) и закаливающего устройства. ПЭХГ потребляет около 0,5—1 % воздуха, поступающего в двигатель, и незначительную электрическую энергию, необходимые для формирования потока низкотемпературной воздушной плазмы (НТВП). Поток воздуха на выходе из ПЭХГ становится химически активным, так как состоит из заряженных частиц, возбужденных атомов и молекул кислорода и азота. Вследствие высокой химической активности НТВП в ПЭХР происходит высокоскоростной (со скоростью перемешивания) плазмоэлектрохимический пиролиз топлива. На выходе ПЭХГ формируется химически активная углеводородная топливовоздушная горючая смесь. Моментом самовоспламенения смеси можно управлять, изменяя ее химическую активность.

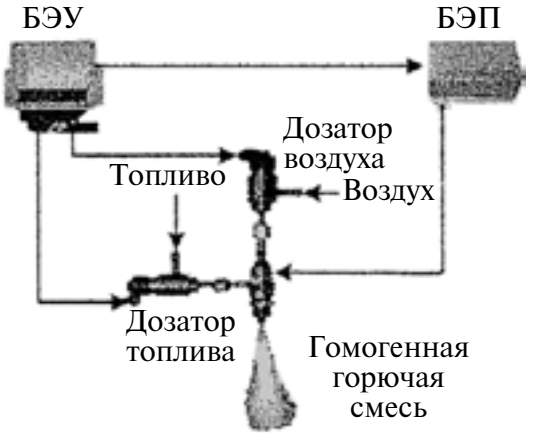


Рис. 3. Топливная аппаратура для генерации горючей смеси с управляемыми физико-химическими свойствами

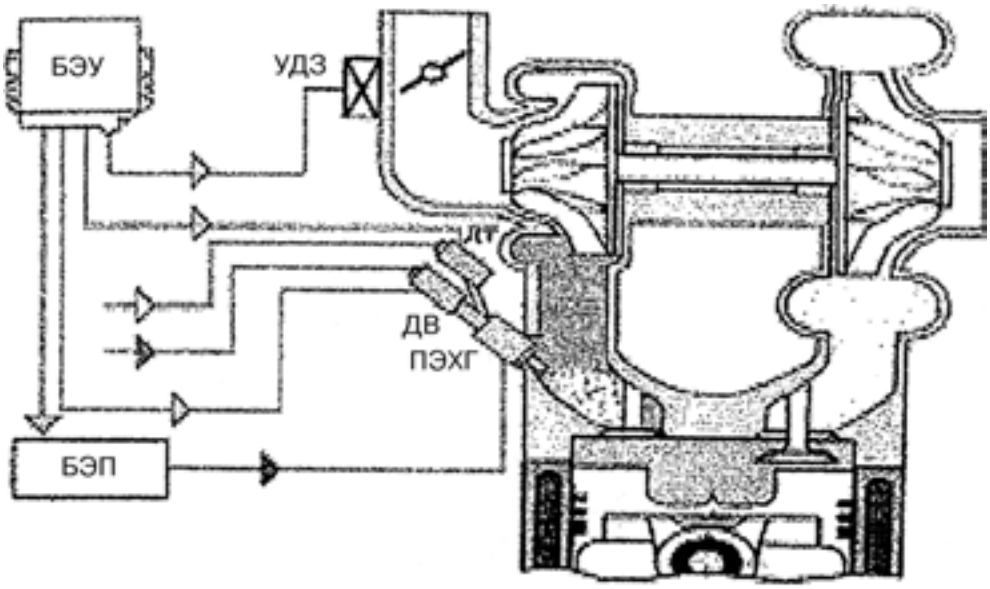


Рис. 4. Многотопливный ДВС автомобиля "Жигули" (дизельное топливо, бензин)

Степень деструкции исходного топлива и химическая активность горючей смеси оперативно, в течение 1—2 циклов/секунд — для проточной КС, регулируется путем изменения потребляемого ГНТП количества воздуха и электрической энергии, а также изменением степени закалки и коэффициента избытка воздуха в двигателе (рис. 2).

Разработаны элементы управления ПЭХ процессом в режиме реального времени, разработаны и испытаны дозаторы топлива ДТ и воздуха ДВ, а также контроллеры — БЭУ и программы управления ими БЭП, позволяющие автоматизировать систему управления (рис. 3).

Изготовлены действующие рабочие образцы, доказывающие возможность практического применения новой энергосберегающей технологии в модернизации существующих двигателей всех типов и разработках новых типов, существенно превосходящих по экономичности, надежности, ресурсу и мощности.

Технология позволяет обеспечить работу модернизированного двигателя — ДВС без классической топливной аппаратуры высокого давления и системы зажигания, энергетические затраты на функционирование системы реализующей ПЭХ процесс не превышают 0,1 % номинальной мощности двигателя, а расход топлива — менее 1 % (рис. 4).

Применение ПЭХ технологии позволило:

- реализовать принцип многотопливности двигателей с использованием топлив широкого фракционного состава;
- существенно расширить диапазон устойчивой работы КС по составу смеси, скорости потока, температуре и давлению;
- реализовать принцип адаптивной микропроцессорной настройки эффективного процесса сгорания углеводородного топлива по каналам обратной связи (по сигналам датчиков кислорода, температуры и давления);
- реализовать принцип двухкаскадного (послойного) сгорания топлива;
- уменьшить потери от неэффективного сгорания топлива на режимах пуска и переходных (неустановившихся) режимах работы двигателя;
- снизить концентрацию CH, CO и NO_x в продуктах сгорания на десятки про-

центов путем интенсификации процессов горения;

- понизить теплонапряженность КС и турбинной части ГТД;
- реализовать сверхзвуковой режим горения в КС проточного типа.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Гармай, А. С.** Конвертирование двигателей внутреннего сгорания с использованием плазмоэлектрохимической технологии для работы на природном и синтез-газе [Текст] / А. С. Гармай, В. П. Гальченко. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005.
2. **Гальченко, В. П.** Результаты испытаний компонентов топливной аппаратуры для реализации HCCI процесса (гомогенный дизель), СКБ "Экологии транспорта", сб. докладов 42-й конференции ААИ [Текст] / В. П. Гольченко. — Дмитров, 2003. — 13 с.
3. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Легион-Автодата, 2004. — 342 с.

"КАМАЗ" участвует в агровыставке в Красной Поляне

Продукция ОАО "КАМАЗ" широко представлена на выставке в рамках I Международной агротехнологической конференции, которая проходит в п. Красная Поляна Краснодарского края.

"КАМАЗ" сформировал для выставки I Международной агротехнологической конференции экспозицию, демонстрирующую основные образцы модельного ряда 2011 г. Здесь представлены грузовые автомобили, уже освоенные производством "КАМАЗа", с возможностью увеличения выпуска при оживлении спроса на рынке. Новые конструкторские разработки и технические новшества, примененные в них, позволили значительно улучшить потребительские свойства автомобилей. Автомобили рассчитаны на длительную перспективу и будут совершенствоваться с каждым годом.

Из трех экспонатов, демонстрируемых на камазовском стенде, интерес для специалистов может представлять **автопоезд-зерновоз в составе автомобиля-самосвала 68901R на шасси КАМАЗ-65115-1036-62 (6 × 4) и прицепа 85310А**. Он предназначен для перевозки различных сыпучих строительных, промышленных и сельскохозяйственных грузов.

Самосвал 68901Е на базе шасси КАМАЗ-65115-0001041-62 — современная, вместительная и грузоподъемная модель (более 9 т груза) самого широкого спектра применения.

Третий экспонат выпускается ОАО "Автоприцеп-КАМАЗ", дочерним предприятием "КАМАЗа" в Ставропольском крае. Автопоезд, включающий **тягач СЗАП-4538 и самосвальный прицеп СЗАП-8538-01 на базе шасси КАМАЗ-6520 (6 × 4)**, позволяет перевозить 35 т груза, а суммарный объем платформы — 43 м^3.

Специалисты ОАО "КАМАЗ" тщательно отслеживают потребности отечественной сельскохозяйственной промышленности, разрабатывают новые образцы техники и проводят постоянную модернизацию существующего модельного ряда с целью улучшения эксплуатационных качеств автомобильной техники компании.

(Департамент по связям с общественностью ОАО "КАМАЗ")

УДК 621.436.038

В. А. Марков, д-р техн. наук, проф.,
А. В. Стремяков, асп.,
В. С. Акимов,
В. А. Шумовский, студенты; МГТУ им. Н. Э. Баумана
E-mail: markov@power.bmstu.ru

Расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, оснащенного распылителями форсунок с различной геометрией проточной части

Рис. 3—7 см. на 2-й и 3-й полосах обложки

Предложена конструкция опытного распылителя форсунки, обеспечивающего улучшение показателей процессов впрыскивания и распыливания топлива. Проведены расчетные исследования процесса топливоподачи дизеля, оснащенного серийными и опытными распылителями. Представлены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С с серийными и опытными распылителями.

Ключевые слова: *дизель, процесс топливоподачи, дизельное топливо, форсунка, распылитель, распыливание топлива, смесеобразование.*

Процессы топливоподачи, распыливания топлива и смесеобразования являются важнейшими процессами, предопределяющими возможность достижения необходимых показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей. Это обусловлено тем, что указанные показатели могут быть достигнуты лишь при обеспечении высокой гомогенности топливовоздушной смеси в цилиндрах дизеля. Поэтому актуальной остается проблема дальнейшего совершенствования системы топливоподачи дизелей. Одним из основных элементов этой системы является распылитель форсунки, формирующий струи с требуемыми геометрическими размерами, структурой струи и показателями мелкости распыливания топлива. При этом характеристики струй распыливаемого топлива (длина L, ширина B и угол конуса β струи, направление и динамика ее распространения, рис. 1) должны быть согласованы с формой камеры сгорания (КС) для равномерного распределения топлива по ее объему.

В ряде работ показано, что для обеспечения высокого качества процесса распыливания топлива и последующего смесеобразования желательно обеспечить высокую турбулизацию потока топлива в проточной части распылителя форсунки [1, 2, 3]. Высокая турбулентность потока топлива на выходе из распыливающих отверстий приводит к турбулизации струи распыливаемого топлива, ее быстрому распаду в КС дизеля и улучшению показателей распыливания и смесеобразования. Обычно турбулизация потока топлива в проточной части распылителя форсунки достигается за счет выполнения распыливающих отверстий с дополнительными гидравлическими сопротивлениями. Кроме повышенной шероховатости распыливающих отверстий и наличия острых кромок на их входе и выходе, известны и другие способы турбулизации потока топлива: выполнение винтовых канавок в распыливающих отверстиях, изготовление распылителей с перекрещивающи-

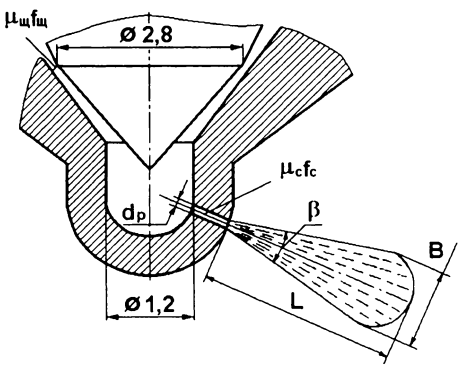


Рис. 1. Схема расположения дросселирующих сечений распылителя форсунки и геометрические характеристики струи распыливаемого топлива:

$\mu_щ f_щ$ — эффективное сечение щели между запорными конусами иглы и седла; $\mu_c f_c$ — эффективное сечение сопловых отверстий

мися распыливающими отверстиями, выполнение канавок на выходе из распыливающих отверстий и т. д. [4—8]. Но выполнить такие турбулизаторы технологически достаточно сложно ввиду малого диаметра распыливающих отверстий и большего их числа. В современных системах топливоподачи число отверстий достигает 20 и более [9]. Кроме того, распыливающие отверстия подвержены закоксовыванию. Более простым способом увеличения потока топлива в проточной части распылителя форсунки является выполнение дополнительных гидравлических сопротивлений на хвостовике распылителя форсунки. Предложено несколько вариантов распылителей, в которых для турбулизации потока топлива в проточной части распылителя выполнены такие местные гидравлические сопротивления [10, 11].

Для определения рациональной формы таких дополнительных гидравлических сопротивлений, выполненных на хвостовике распылителя форсунки, изготовлено несколько опытных распылителей на базе серийного распылителя типа 145.1112110-11. Для изготовления этих распылителей использован базовый распылитель производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА), используемый в форсунках ФДМ-22 дизелей типа Д-245.12С производства Минского моторного завода (ММЗ). Эти двигатели устанавливаются на автомобили ЗИЛ-5301 "Бычок", тракторы "Беларусь", автобусы Павловского автобусного завода (ПАЗ).

Серийный распылитель 145.1112110 выполнен с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_р = 0{,}32$ мм, входные кромки которых расположены в колодце распылителя диаметром $d_к = 1{,}2$ мм (см. рис. 1). Диаметр распыливающих отверстий равен $d_p = 0{,}32$ мм, а суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_p f_р = 0{,}278$ мм^2. Расположение распыливающих отверстий серийного распылителя типа 145.1112110-11 приведено в табл. 1.

Конструктивная схема носка иглы серийного распылителя представлена на рис. 2, а. Распылитель выполнен с диаметром иглы $d_и = 5{,}0$ мм (по направляющей). Максимальный ход иглы составляет $h_и = 0{,}26$ мм. Хвостовик распылителя имеет три конусных участка с различными углами этих конусов, равными 45, 60 и 90°. Посадка иглы на седло распылителя осуществляется по диаметру $d_п = 2{,}8$ мм, расположенному на участке с углом ко-

Таблица 1

№ отверстия	Угловое расположение отверстия относительно шрифта, °	Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, °
1	8	62
2	90	71,5
3	172	62
4	237	52
5	303	52

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С с различными распылителями

Показатели	Распылитель	
	серийный	опытный
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч, на режиме:		
максимальной мощности	17,42	19,60
максимального крутящего момента	12,25	12,50
Крутящий момент дизеля M_e, Н · м, на режиме:		
максимальной мощности	271	320
максимального крутящего момента	355	363
Коэффициент избытка воздуха α на режиме:		
максимальной мощности	2,28	2,07
максимального крутящего момента	1,67	1,64
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт · ч), на режиме:		
максимальной мощности	255,5	0,348
максимального крутящего момента	219,7	219,1
Эффективный КПД дизеля η_e, на режиме:		
максимальной мощности	0,332	0,348
максимального крутящего момента	0,386	0,387
Дымность ОК K_x, % по шкале Хартриджа на режиме:		
максимальной мощности	16,0	12,0
максимального крутящего момента	28,0	28,0
Интегральные (средние) на режимах 13-ступенчатого цикла эффективные показатели дизеля:		
расход топлива $g_{eср}$, г/(кВт · ч)	248,12	238,80
эффективный КПД $\eta_{eср}$	0,341	0,355
Интегральные на режимах 13-ступенчатого цикла удельные выбросы токсичных компонентов, г/(кВт · ч):		
оксидов азота e_{NO_x}	6,610	7,125
монооксида углерода e_{CO}	3,612	2,602
несгоревших углеводородов e_{CH_x}	1,638	1,234

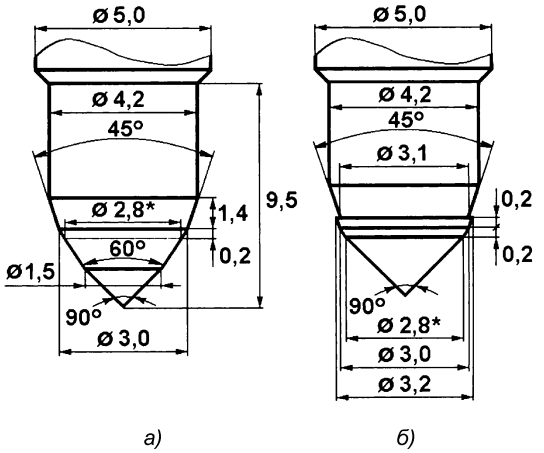


Рис. 2. Конструктивные схемы носка иглы распылителя:

а — серийного типа 145 производства НЗТА; б — опытого

нуса 60° (на рис. 2 этот диаметр отмечен звездочкой "*").

Среди опытных распылителей наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности ОГ обеспечил распылитель, показанный на рис. 2, б. При изготовлении этого распылителя подрезана часть хвостовика иглы серийного распылителя, расположенной ниже посадочного диаметра $d_п = 2{,}8$ мм, под углом конуса 90°. В результате такой подрезки носка распылителя топливо, протекающее через дросселирующее сечение $\mu_щ f_щ$, далее расширяется более интенсивно, чем в серийном распылителе, в котором ниже посадочного диаметра $d_п = 2{,}8$ мм хвостовик имеет конусную часть с углом конуса 60°. Конусная часть хвостовика иглы с углом конуса 45° сточена на 0,1 мм (по диаметру) выше диаметра $d = 3{,}2$ мм с таким же углом конуса (45°). В результате на хвостовике иглы образуется горизонтальный кольцевой уступ, имеющий наружный и внутренний диаметры 3,2 и 3,1 мм, являющийся местным гидравлическим сопротивлением.

Для оценки эффективности использования этого опытного распылителя проведены сравнительные испытания дизеля типа Д-245.12С, оснащенного серийными и опытными распылителями. При этом двигатель испытывался на режимах внешней скоростной характеристики (на режиме максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала дизеля $n = 1500$ мин$^{-1}$ и на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$) и на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН. Дизель исследовался с установочным углом опережения впрыскивания топлива $\theta = 13°$ угла поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки (п.к.в. до ВМТ) и неизменным положением упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива). Результаты проведенных экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С с серийными и опытными распылителями представлены в табл. 2 [10].

Представленные в табл. 2 данные подтверждают возможность заметного улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля Д-245.12С при использовании опытных распылителей с дополнительными гидравлическими сопротивлениями, выполненными в их проточной части (на игле распылителя). При замене серийных распылителей на опытные в исследуемом дизеле, работающем на режимах 13-ступенчатого цикла, удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} уменьшился с 3,612 до 2,602 г/(кВт · ч), т. е. на 28,0 %, удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} снизился с 1,638 до 1,234 г/(кВт · ч), т. е. на 24,7 %, интегральный (условный) удельный эффективный расход топлива $g_{e\,усл}$ сократился с 248,12 до 238,80 г/(кВт · ч), т. е. на 3,8 %, интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный КПД $\eta_{e\,усл}$ возрос с 0,341 до 0,355. Дымность ОГ на номинальном режиме (на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$) снизилась с 16 до 12 % по шкале Хартриджа, т. е. на 25,0 %. И лишь удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} возрос 6,610 до 7,125 г/(кВт · ч), т. е. на 7,8 %. Но следует отметить, что такой рост эмиссии оксидов азота может быть в значительной мере компенсирован уменьшением угла опережения впрыска топлива (УОВТ).

Таким образом, проведенные экспериментальные исследования выявили преимущества использования опытных распылителей в исследуемом дизеле типа Д-245.12С, но не позволили определить влияние геометрии проточной части распылителя форсунки на степень турбулизации потока топлива и показатели процесса топливоподачи.

Для оценки влияния созданных местных гидравлических сопротивлений на параметры потока и его турбулизацию в проточной части распылителя форсунки был проведен численный эксперимент, в ходе которого моделировалось течение в проточной части серийного и опытного распылителей. Расчет проводился в программном комплексе Ansys CFX 11.0, математическая модель которого содержит уравнения в частных производных, описывающих поток топлива в проточной части распылителя — уравнения неразрывности, количества движения Навье-Стокса, энергии и диффузии, а также уравнения модели турбулентности. Для оценки степени турбулизации потока использовалась величина турбулентной кинетической энергии (удельная кинетическая энергия вихрей в турбулентном потоке) k, которая физически характеризуется средней квадратической флуктуацией (пульсацией) скорости:

$$k = \frac{\overline{U'^2} + \overline{V'^2} - \overline{W'^2}}{2}$$

где $\overline{U'}$, $\overline{V'}$, $\overline{W'}$ — средние квадратичные значения проекций пульсационной составляющей скорости по осям x, y, z.

При расчетах исследован стационарный поток топлива в распылителях. В качестве расчетной области выбрана проточная часть между хвостовиком иглы и седлом распылителя при максимально поднятой игле. Общий вид расчетной схемы представлен на рис. 3. Для уменьшения времени счета используется четверть расчетной области, при этом на границах заданы условия симметрии.

Давление топлива на входе в расчетную область было принято равным 51,5 МПа, что примерно соответствует максимальному давлению впрыскивания, обеспечиваемому разделенной системой топливоподачи дизеля типа Д-245.12С на номинальном режиме (при частоте вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин$^{-1}$ и цикловой подаче топлива $q_ц = 80$ мм^3). Расход топлива через распылитель принят равным 0,08 кг/с, что соответствует максимальному расходу топлива через форсунку дизеля типа Д-245.12С на указанном номинальном режиме.

Расчетная схема опытного распылителя имеет вид, аналогичный виду на рис. 3, а граничные условия оставлены неизменными. Для уточнения расчета в области кольцевого уступа сгенерирована более мелкая сетка конечных элементов.

Картина течения (распределение скоростей потока топлива) в проточных частях исследованных распылителей, представленная на рис. 4, достаточно предсказуема. По наглядным визуализациям линий тока можно констатировать, что у опытного распылителя в районе кольцевого уступа наблюдается явный отрыв потока, тогда как в проточной части серийного образца течение является безотрывным.

Распределение давлений топлива в проточных частях исследуемых распылителей форсунки представлено на рис. 5. По данным рис. 5 следует отметить следующее. Несмотря на то, что созданное в опытном варианте местное сопротивление, безусловно, увеличивает гидравлические потери, это не приводит к уменьшению давления на выходе расчетной области (давления впрыскивания). Более того, увеличение сечений проточной части опытного распылителя ниже и выше уступа приводит к повышению давления на выходе из расчетной области данного распылителя. У серийного распылителя это давление оказалось равным $p = 46{,}8$ МПа, а у опытного $p = 47{,}6$ МПа.

Наибольший интерес с точки зрения турбулизации потока топлива представляет картина распределения турбулентной кинетической энергии в проточных частях распылителей форсунки (рис. 6). Максимальные значения турбулентной кинетической энергии k зафиксированы в области отрыва потока под кольцевым уступом опытного распылителя. В этой области турбулентная кинетическая энергия потока топлива достигала значения $k = 265$ м^2/с^2 (см. рис 6, б).

Распределение турбулентной кинетической энергии в сечении потока на выходе из расчетной области (в колодце распылителя) проточных частей серийного и опытного распылителей форсунки представлено на рис. 7. Из этих данных следует, что средние по сечению значения турбулентной кинетической энергии, полученные на выходе расчетной области опытного распылителя, примерно в 2 раза больше, чем у серийного. Также следует заметить, что большие значения энергии опытного распылителя не имеют столь строгого локального характера, как у серийного образца (около стенки после поворота потока в колодец), а гораздо более

равномерно распределены по сечению (см. рис. 7), что вызвано наличием местного гидравлического сопротивления.

Значения турбулентной кинетической энергии в одной и той же точке на выходе из расчетной области (точка внизу расчетной области, показанная на рис. 6, а, б) для серийного и опытного распылителей были равны соответственно $k = 10{,}5$ м^2/с^2 и 16,3 м^2/с^2, а разница в средних по выходному сечению значений турбулентной кинетической энергии оказалась еще большей у опытного распылителя (см. рис. 7).

Обобщая изложенное, следует отметить, что по степени турбулизации потока топлива и показателям процесса топливоподачи опытный распылитель имеет ряд преимуществ по сравнению с серийным распылителем. Помимо того, что при его использовании повышается давление впрыскивания топлива, увеличивается и турбулизация потока (турбулентная кинетическая энергия). Высокая турбулентность потока топлива на выходе из расчетной области проточной части опытного распылителя приводит к интенсификации распыливания, быстрому распаду струи в КС дизеля и улучшению показателей смесеобразования.

В связи с большей турбулизацией потока топлива на выходе из расчетной области можно предположить, что струи топлива, формируемые форсункой с опытным распылителем, будут более объемными ("пушистыми"). Это и было отмечено при безмоторном исследовании данных распылителей, проведенном на установке единичного впрыскивания, предназначенной для испытаний форсунок дизелей (рис. 8).

Увеличение объема струй позволяет заметно улучшить качество процесса смесеобразования за счет уменьшения размеров капель распыливаемого топлива, более полного охвата объема КС струями, ликвидации зон с низкими локальными значениями коэффициента избытка воздуха. Это создает предпосылки для улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля, что было подтверждено результатами проведенных моторных испытаний исследуемых распылителей (см. табл. 2).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **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.
2. **Кутовой, В. А.** Впрыск топлива в дизелях [Текст] / В. А. Кутовой. — М.: Машиностроение, 1981. — 119 с.
3. **Трусов, В. И.** Форсунки автотракторных дизелей [Текст] / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. — М.: Машиностроение, 1977. — 167 с.
4. **Трусов, В. И.** Влияние кавитации и вихреобразования в сопловом отверстии на мелкость распыливания топлива [Текст] В. И. Трусов, М. Б. Мальчук // Труды МАДИ. — 1976. — Вып. 126. — С. 46—53.
5. **Лышевский, А. С.** Системы питания дизелей. [Текст] / А. С. Лышевский. — М.: Машиностроение, 1981 — 216 с.
6. **Мальчук, В. И.** Методы совершенствования распыливания топлива в быстроходном дизеле Сб.: "Поршневые двигатели и топлива в XXI веке" [Текст] / В. И. Мальчук. — М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2003. — С. 30—36.
7. **Совершенствование** процесса распыливания топлива и смесеобразования дизеля [Текст] / В. А. Марков, А. А. Зенин, А. А. Ефанов и др. // Техника и технология, 2009. — № 4. — С. 9—17.
8. **Агеев, Б. С.** Совершенствование конструкций распылителей форсунок дизелей: Обзорная информация [Текст] / Б. С. Агеев, В. В. Чурсин // Двигатели внутреннего сгорания: Межведомств. сб. — М.: НИИИНФОРМтяжмаш, 1976 — № 4-76-31. — 50 с.
9. **Грехов, Л. В.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков . — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
10. **Марков, В. А.** Усовершенствование распылителя форсунки дизеля [Текст] / В. А. Марков, Е. Ф. Поздняков // Автомобильная промышленность. — 2010. — № 5. — С. 11—15.
11. **Марков, В. А.** Метод улучшения качества процессов распыливания топлива и смесеобразования дизеля: сб. науч. трудов Международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н. Э. Баумана [Текст] / В. А. Марков, А. В. Стремяков, К. С. Мизев. — М.: МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. — С. 230—234.

УДК 621.43

И. А. Барский,
И. . Шаталов,
канд-ты техн. наук, РУДН;
В. А. Марков,
д-р техн. наук, МГТУ им. Н. Э. Баумана;
П. Р. Вальехо Мальдонадо,
канд. техн. наук, МГТУ "МАМИ"
E-mail: markov@power.bmstu.ru

Регулирование турбонаддува в автомобильных дизелях

Проведен анализ эффективности различных способов регулирования турбонаддува. Показана необходимость обеспечения устойчивой работы компрессора. Испытан компрессор с безлопаточным диффузором и лопаточным диффузором, имеющим разные углы поворота лопаток. Поворот лопаток диффузора увеличивает диапазон устойчивой работы компрессора в два раза при практически постоянном КПД. Одним из возможных устройств регулирования турбонаддува является регулятор поворота лопаток диффузора, снабженный датчиком положения лопаток в виде двухдырчатого насадка.

Ключевые слова: *дизель, регулирование турбонаддува, турбина, центробежный компрессор, поворотные лопатки диффузора*

Современные автомобильные дизели с газотурбинным наддувом представляют собой комбинированные двигатели, в состав которых входит несколько разнородных систем, взаимодействующих между собой в процессе эксплуатации. Среди этих систем — системы топливоподачи, воздухоснабжения, охлаждения, газораспределения и др. При создании такого комбинированного двигателя индивидуальные характеристики этих систем удается согласовать лишь на каком-то одном режиме (чаще номинальном). На других режимах эта согласованность нарушается, что ухудшает качество рабочего процесса дизеля и, как следствие, снижает его экономические и экологические показатели. Поэтому возникает необходимость согласования характеристик указанных систем на различных режимах. Обеспечить такое согласование характеристик элементов комбинированного двигателя в процессе работы при смене режимов и изменении условий эксплуатации возможно с использованием различных систем автоматического регулирования и управления (САР и САУ) [1].

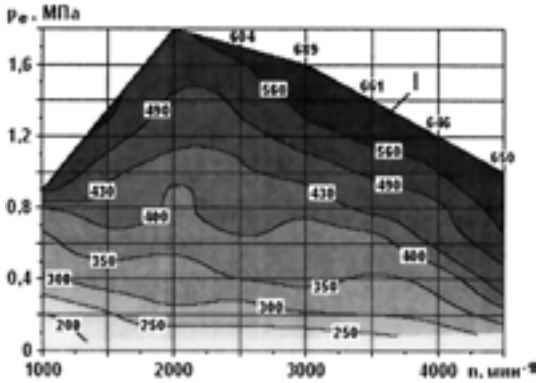


Рис. 1. Зависимость температуры ОГ автомобильного дизеля типа Mercedes OM 611 от скоростного и нагрузочного режимов (частоты вращения коленчатого вала *n* и среднего эффективного давления p_e:

1 — внешняя скоростная характеристика

Характерной особенностью автомобильных дизелей является широкий диапазон скоростных и нагрузочных режимов. При работе этих двигателей на режимах с пониженной частотой вращения и частичной нагрузкой их показатели, как правило, ухудшаются. Одной из основных причин такого ухудшения показателей является несогласованность в работе поршневой части двигателя и системы газотурбинного наддува, что приводит к заметному снижению эффективности работы системы газотурбинного наддува на указанных режимах.

На рис. 1 представлены характеристики температуры в °С отработавших газов (ОГ) на выходе из турбины турбокомпрессора (ТК) автомобильного дизеля типа Mercedes OM 611 [2]. Этот дизель с непосредственным впрыскиванием топлива размерности 4 ЧН 8,8/8,84 со степенью сжатия ε = 19 оснащен сис-

темой топливоподачи типа Common Rail. Данные рис. 1 свидетельствуют о том, что температура ОГ дизеля типа Mercedes OM 611 изменяется в очень широком диапазоне — от 650 °С на номинальном режиме (режиме максимальной мощности) при $n = 4500$ мин$^{-1}$ до 200 °С на режиме холостого хода при $n = 1000$ мин$^{-1}$. Снижение температуры ОГ на режимах с пониженной частотой вращения и частичной нагрузкой приводит к уменьшению мощности, вырабатываемой турбиной турбокомпрессора, понижению частоты вращения ротора турбокомпрессора, падению давления наддувочного воздуха $p_к$ и коэффициента избытка воздуха α.

Следует отметить, что давление наддувочного воздуха $p_к$ является одним из важнейших показателей работы системы газотурбинного наддува и всего комбинированного двигателя в целом. При организации регулирования турбонаддува необходимо на каждом эксплуатационном режиме обеспечить давление $p_к$, соответствующее оптимальному соотношению подач топлива и воздуха (коэффициенту избытка воздуха α). Наибольшая эффективность такого регулирования достигается при учете различных факторов — скоростного и нагрузочного режимов работы, параметров, характеризующих условия эксплуатации: температуры и давлений окружающего воздуха, свойств применяемого топлива и др.

Коэффициент избытка воздуха, характеризующий состав смеси в камере сгорания (КС), непосредственно влияет на полноту сгорания топлива и, в конечном итоге, — на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля. Наиболее неблагоприятна зона — зона низких частот вращения при работе дизеля с турбонаддувом на режимах внешней скоростной характеристики. В этой зоне наблюдается уменьшение давления ОГ перед турбиной (вследствие сокращения расхода воздуха через двигатель), что приводит к снижению мощности турбины, уменьшению давления наддува $p_к$, коэффициента α и ухудшению топливной экономичности. В частности, при работе дизеля типа КАМАЗ-740 (8 ЧН 12/12) на режимах внешней скоростной характеристики 1 (рис. 2) и уменьшении значения n ниже частоты вращения максимального крутящего момента ($n_{M_{e\max}} = 400$ мин$^{-1}$) давление наддува понижается до $p_к = 0{,}14$—$0{,}13$ МПа, коэффициент α — до 1,3—1,2, расход топлива увеличивается до $g_e = 220$—230 г/(кВт · ч) и выше [1]. Это объясняется тем, что характеристики компрессора и турбины согласованы с гидравлической характеристикой двигателя на режимах внешней скоростной характеристики при частотах вращения коленчатого вала от номинальной до частоты, соответствующей максимальному крутящему моменту. На этих режимах удается получить удовлетворительный КПД компрессора. В частности, на дизеле, оборудованном ТК с центробежным компрессором и безлопаточным диффузором, при частоте вращения $n = 0{,}6$—$1{,}0 n_{ном}$ КПД изменяется в пределах 72—0,75. Однако при переходе на режимы с пониженной частотой вращения расход ОГ, их давле-

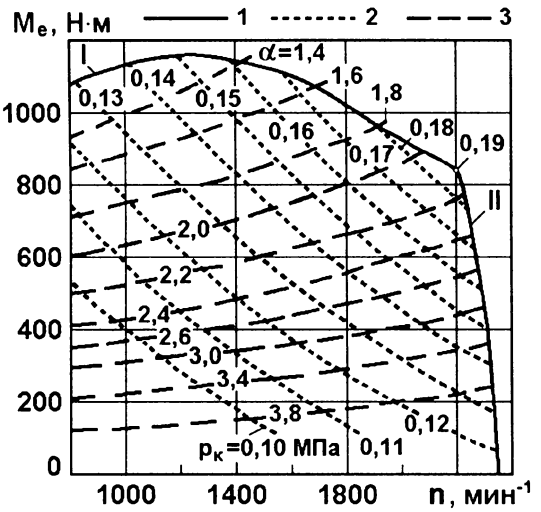


Рис. 2. Многопараметровые характеристики дизеля типа КАМАЗ-740:

1 — характеристики крутящего момента M_e; 2 — характеристики давления наддувочного воздуха $p_к$ = const; 3 — характеристики коэффициента избытка воздуха α = const; I — внешняя скоростная характеристика; II — предельная регуляторная характеристика

ние и температура уменьшаются, проходные сечения турбины оказываются неоправданно большими, и давление газов перед турбиной уменьшается. В результате на режимах с низкими частотами вращения КПД компрессора уменьшается до 0,64—0,66, что приводит к снижению давления $p_К$ и расхода воздуха.

Оптимальные значения α могут быть достигнуты путем регулирования системы газотурбинного наддува, позволяющего обеспечить работу дизеля с приемлемыми значениями α, высокой топливной экономичностью и допустимыми экологическими показателями. Для целенаправленного воздействия на рабочий процесс с целью улучшения эксплуатационно-технических показателей целесообразно обеспечить регулирование параметров наддувочного воздуха в соответствии с режимом работы дизеля. В первую очередь это относится к давлению $p_К$, которое определяет расход $G_В$ воздуха через двигатель и, следовательно, коэффициент избытка воздуха α.

Регулирование давления наддувочного воздуха в дизелях может быть реализовано с использованием различных способов (рис. 3) [1, 3]. При выборе способа регулирования турбонаддува подлежит оценке не только эффективность, но и надежность, простота реализации конструкции.

Наименьшую эффективность имеют способы управления с применением дросселирования воздуха и ОГ (см. поз. 2, 4 и 7 на рис. 3). Это обусловлено значительными потерями энергии при дросселировании и соответствующим снижением экономических и экологических показателей дизеля. В частности, дросселирование ОГ на выходе из турбины (поз. 7) приводит к ухудшению очистки цилиндров, увеличению доли остаточных газов в свежем заряде, снижению α, повышению температур сгорания и росту эмиссии основных токсичных компонентов.

Наибольшей сложностью и, следовательно, сравнительно невысокой надежностью отличается способ управления с применением поворотных лопаток турбины (поз. 8). Недостатками этого способа являются также утечки части газов через зазоры между лопатками и опорной поверхностью, а также возможность закоксовывания лопаток, размещенных в выпускном тракте.

Системы управления с перепуском наддувочного воздуха на вход турбины (поз. 6) и выпуском в окружающую среду части сжатого воздуха (поз. 3) ограниченно применяются из-за потерь энергии на сжатие перепускаемого воздуха. Причем подача сжатого воздуха на вход турбины не приводит к соответствующему увеличению ее мощности.

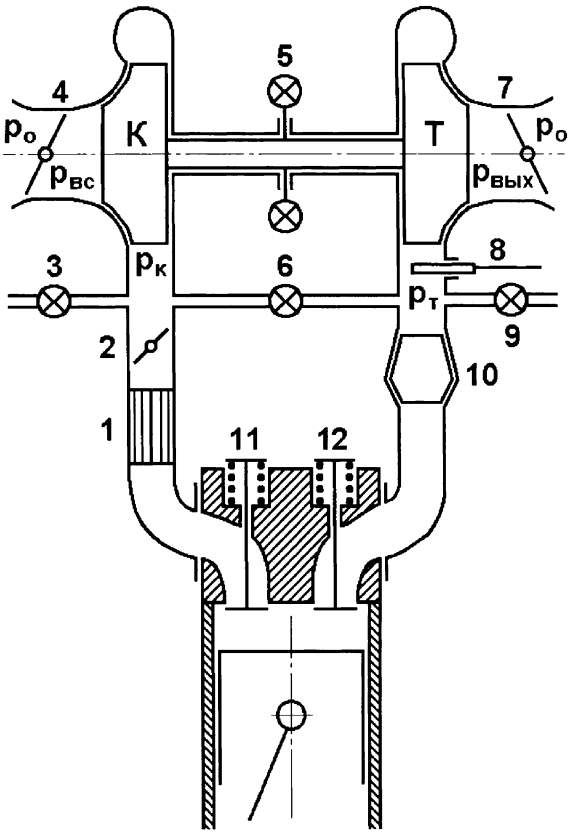


Рис. 3. К рассмотрению способов регулирования турбонаддува:

1 — охлаждением наддувочного воздуха; 2 — дросселированием воздуха за компрессором (К); 3 — выпуском в окружающую среду части сжатого воздуха; 4 — дросселированием воздуха на входе в компрессор $\Delta p_{вс}$; 5 — подводом дополнительной энергии к ротору турбокомпрессора; 6 — перепуском части сжатого воздуха на вход турбины (Т); 7 — дросселированием газов на выходе из турбины $\Delta p_{вых}$; 8 — изменением проходного сечения соплового аппарата турбины; 9 — перепуском части газов мимо турбины; 10 — установкой дополнительной КС на входе в турбину; 11 — изменением фазы впуска; 12 — изменением фазы выпуска; $p_{вх}$, $p_{вых}$ — давление на входе и выходе

Подвод дополнительной энергии к ротору турбокомпрессора (поз. 5) и установка дополнительной КС на входе в турбину (поз. 10) наиболее эффективны в дизелях большой мощности с высоким наддувом (степень повышения давления в компрессоре $\pi_К > 2{,}0$), а в транспортных дизелях они применяются сравнительно редко. Кроме рассмотренных методов управления процессом воздухоснабжения в транспортных дизелях применяется управление фазами впуска и выпуска (поз. 11 и 12).

При сравнительно низких давлениях наддува ($\pi_к$ = 1,5—2,0), характерных для транспортных дизелей, наиболее эффективным является перепуск части ОГ мимо турбины (поз. 9). Этот способ отличается простотой и возможностью реализации большого диапазона регулирования частоты вращения турбины, а следовательно, давления наддува $p_к$. Широко применяется, особенно в дизелях с высоким наддувом, охлаждение наддувочного воздуха (поз. 1). Практический интерес могут представлять также регулируемый сопловой аппарат турбины (поз. 8), перепуск части сжатого воздуха на турбину (поз. 6) и установка дополнительной КС. В автомобильных дизелях с газотурбинным наддувом часто используют схему наддува, при которой поддерживается постоянное давление наддува $p_к$ при работе двигателя на режимах внешней скоростной характеристики. Для этого применяют регулятор турбонаддува, перепускающий часть ОГ, минуя турбину на номинальном режиме, и уменьшающий перепуск газа по мере снижения частоты вращения n двигателя. Таким образом, путем увеличения давления газа на выходе из двигателя на номинальном режиме можно получить постоянную величину $p_к$ широком диапазоне частот вращения двигателя. Тем самым повышается коэффициент приспособляемости дизеля с турбонаддувом [4—6].

Фирмой Garrett (США) разработан ТК с системой регулирования количества перепускаемых мимо турбины ОГ [7]. Перепускные клапаны этой САР предназначены для использования в двухгазоходном корпусе ТК дизелей автобусов и грузовых автомобилей с числом цилиндров $i = 6$, рабочим объемом $iV_h = 7$ л и непосредственным впрыскиванием, причем в каждом газоходе устанавливается по одному клапану. Некоторые характеристики двигателя с регулированием $p_к$ представлены на рис. 4. В системе регулирования использован ТК, обеспечивающий увеличенные значения степени повышения

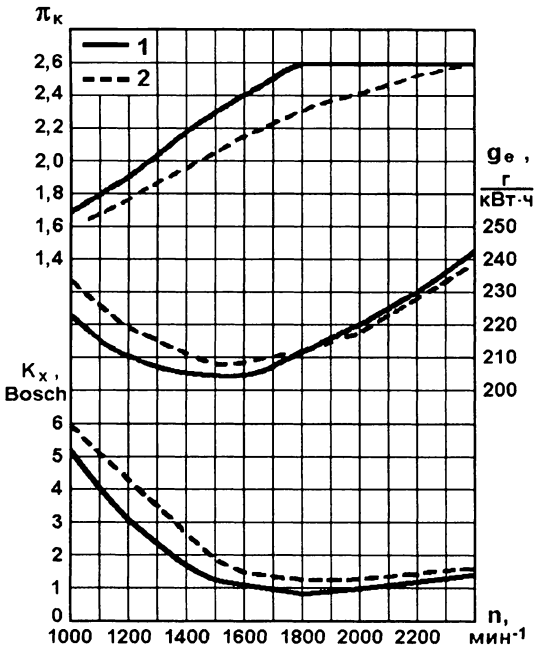


Рис. 4. Зависимость степени повышения давления $p_к$, удельного эффективного расхода топлива g_e и дымности ОГ K_x от частоты вращения n двигателя с турбокомпрессором фирмы Garrett:

1 — с перепуском части ОГ; 2 — без перепуска ОГ

давления $\pi_к$ в широком диапазоне частот вращения n по сравнению со штатным ТК (соответственно характеристики 1 и 2 на рис. 4). На режимах с $n > 1800$ мин$^{-1}$ клапаны перепускают часть ОГ мимо турбины, обеспечивая постоянство степени повышения давления $\pi = 2{,}6$. На режимах с $n < 1800$ мин$^{-1}$ клапаны закрыты и обеспечиваются повышенные значения $\pi_к$ (давления $p_к$) по сравнению с двигателем со штатным ТК, поэтому на этих режимах достигаются меньшие расход топлива g_e и дымность ОГ K_x. Таким образом, представленная САР позволяет регулировать давление $p_к$ в широком диапазоне скоростных режимов, уменьшая выбросы токсичных компонентов ОГ, улучшая приемистость и другие характеристики двигателя.

При организации регулирования турбонаддува необходимо обеспечить широкий диапазон устойчивой работы ком-

прессора без появления помпажа. Следует учитывать, что расход воздуха через двигатель $G_в$ пропорционален частоте вращения его коленчатого вала. Это значит, что величина $G_в$ может уменьшаться в два и более раза при постоянной величине степени повышения давления в компрессоре $\pi_к = p_к/p_в$ ($p_в$ — давление воздуха на входе в компрессоре). В результате у компрессора должен быть большой диапазон устойчивой работы D. Величина $D = \frac{G_{в\,max} - G_{в\,min}}{G_{в\,min}}$ ($G_{в\,max}$ — максимальный расход воздуха, ограничиваемый пропускной способностью ("запиранием") колеса компрессора; $G_{в\,min}$ — расход воздуха на границе помпажа).

Величина D у центробежных компрессоров зависит от того, какого типа применяется диффузор (лопаточный и безлопаточный) и от величины $\pi_к$. Чем выше $\pi_к$, тем меньше диапазон устойчивой работы. У компрессора с лопаточным диффузором величина D меньше, чем в компрессоре с безлопаточным диффузором.

На Коломенском тепловозостроительном заводе (руководитель конструкторской группы В. Г. Перфилов) при участии специалистов Российского университета дружбы народов (РУДН) проведены испытания турбокомпрессора для наддува дизеля 42/43D (6ЧНЗО/33) с лопаточным и безлопаточным диффузорами. Компрессор имел рабочее колесо (с радиальным лопатками и осевым входом) диаметром 260 мм, частоту вращения $\eta_к = 26\ 500$ мин$^{-1}$ и окружную скорость $u_2 = 360$ м/с, максимальный коэффициент полезного действия $n_к = 0{,}78$, угол входа потока из рабочего колеса $\alpha_2 = 17°$.

Компрессор испытывался как с лопаточным, так и с безлопаточным диффузором. На рис. 5 показаны зависимости степени повышения $\eta_к$ от расхода воздуха $G_в$ при $n_к = 26\ 500$ мин$^{-1}$. Как следует из рис. 5, для компрессора с лопаточным диффузором величина $D = (2{,}9 - 1{,}97)/71{,}97 = = 0{,}47$. При использовании безлопаточного диффузора минимальный расход воздуха почти не изменился, зато увеличился максимальный. Диапазон устойчивой работы $D = (3{,}5 - 1{,}9)/1{,}9 = 0{,}84$, и максимальный КПД компрессора был равен 0,74, т. е. снизился на 5 %.

Этот же компрессор был испытан с поворотными лопатками диффузора, которые устанавливались на углы α, равные 11,5, 17 и 22,5°. Характеристики компрессора при разных углах установки лопаток диффузора, показаны на рис. 6. Испытания показали, что минимальный расход воздуха $G_в$ снизился до 1,6 кг/с, а максимальный до 3,35 кг/с; диапазон устойчивой работы увеличивался до $D = 1{,}09$. Максимальный КПД компрессора при $\alpha_3 = 22{,}5°$ равнялся 0,78, а при $\alpha_3 = 11 > 5°$ он снизился до 0,765. Таким образом, применение поворотных лопаток диффузора позволило увеличить диапазон устойчивой работы компрессора в 2,2 раза при практически постоянном КПД компрессора.

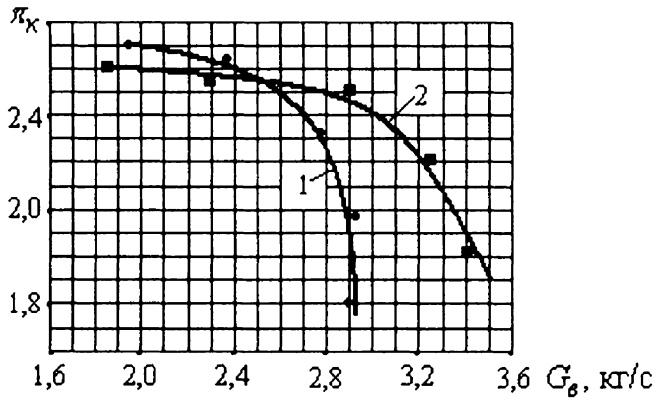


Рис. 5. Характеристика центробежного компрессора с лопаточным (1) и безлопаточным (2) диффузорами при частоте вращения ротора турбокомпрессора $n_к$ = 26 500 мин$^{-1}$ и окружной скорости u_2 = 360 м/с

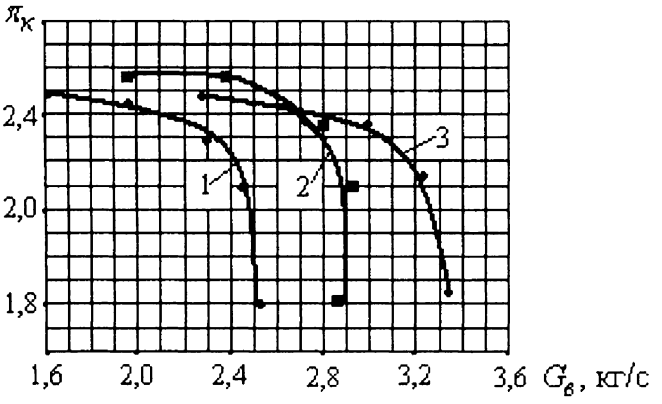


Рис. 6. Характеристика центробежного компрессора с лопаточным диффузором при частоте вращения ротора турбокомпрессора $n_к$ = 26 500 мин$^{-1}$, окружной скорости u_2 = 360 м/с и различных установках лопаток диффузора:

1 — $\alpha_3 = 11{,}5°$; 2 — $\alpha_3 = 17°$; 3 — $\alpha_3 = 22{,}5°$

Таким образом, необходимо поворачивать лопатки диффузора в зависимости от частоты вращения коленчатого вала дизеля или расхода воздуха. Такой поворот лопаток диффузора можно осуществить при использовании различных систем регулирования поворота лопаток диффузора с гидравлическими или электрогидравлическими исполнительными механизмами. Один из возможных вариантов такого устройства регулирования разработан в РУДН [8]. В качестве датчика в этом регулирующем устройстве используется двухдырчатый насадок со скосами, расположенный на входе в диффузор (рис. 7), который может быть конструктивно совмещен с одной из лопаток. В этом случае, если угол установки лопаток диффузора совпадает с направлением потока, то полные давления в обоих каналах p'_2 и p''_2 равны. Если эти давления не равны между собой, то угол установки лопаток не совпадает углом потока на выходе из колеса α_2. За счет разности давлений $\Delta p = p'_2 - p''_2$ сервомотор системы регулирования лопаток осуществляет их поворот до тех пор, пока угол потока α_2 и угол установки лопаток α_3 не совпадут.

Результаты проведенного комплекса исследований могут быть сведены к следующим выводам. Для обеспечения требуемых показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизелей с газотурбинным наддувом необходима организация регулирования турбонаддува. Эффективным способом регулирования турбонаддува является перепуск части ОГ мимо турбины.

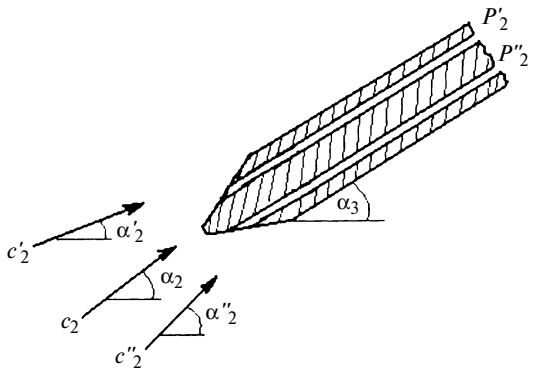


Рис. 7. Двухдырчатый насадок со скосами как датчик системы поворота лопаток при разных направлениях скорости воздуха на выходе из рабочего колеса c_2

При организации регулирования турбонаддува необходимо обеспечить широкий диапазон устойчивой работы компрессора без появления помпажа.

Применение поворотных лопаток диффузора компрессора позволяет расширить диапазон устойчивой работы компрессора в значительно большей степени (больше, чем в два раза), чем при использовании безлопаточного диффузора. При этом компрессор на всех режимах работает при практически постоянном КПД.

Одним из возможных устройств регулирования турбонаддува является регулятор поворота лопаток диффузора, снабженный датчиком в виде двухдырчатого насадка со скосами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **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.
2. **Bouchez, M. Dementhon J. B.** Strategies for the Control of Particulate Trap Regeneration // SAE Technical Paper Series. 2000. " 2000-01-0472. P. 1—7.
3. **Романов, Г. И.** Выбор рациональных способов регулирования воздухоснабжения турбопоршневых двигателей [Текст] / Г. И. Романов, С. И, Козлов // Двигателестроение. — 1982. — № 6. — С. 5—7.
4. **Крутов, В. И.** Регулирование турбонаддува ДВС [Текст] / В. И. Крутов, А. Г. Рыбальченко. — М.: Высшая школа, 1978. — 213 с.
5. **Двигатели** внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей [Текст] / С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко, В. И. Ивин и др. Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1985. — 456 с.
6. **Двигатели** внутреннего сгорания: Том 1. Теория рабочих процессов: учебник для вузов [Текст] / В. Н. Луканин, К. А. Морозов, А. С. Хачиян и др. Под ред. В. Н. Луканина. — М.: Высшая школа, 2005. — 479 с.
7. **Integral** Bypass Valves For Diesel Turbochargers // Diesel Progress Engines and Drives. 1990. Vol. 56. № 12. P. 36.
8. **Барский, Л. А.** Устройство для управления центробежным компрессором с поворотными лопатками. А. с. № 1023142, 1982.

УДК 625.8:
621.45.017

А. Н. Максименко,
канд. техн. наук,
проф.,
В. В. Кутузов,
магистр техн. наук,
асп.,
Д. В. Бездников,
магистр техн.
наук, асп.,
Бел-Российск.
ун-т (г. Минск);
А. Н. Федосов,
ген. дир.,
В. В. Сентюров,
гл. инж.;
ОАО "Заднепровский межрайагросервис";
А. И. Лопатин,
ген. дир.,
О. В. Борисенко
нач. отд.;
"Могилевавтодор". Департамент "Белавтодор"
E-mail:
maksimenko-bru@
yandex.ru

Оценка этапа эксплуатации жизненного цикла погрузчика Амкодор 332

Рассматривается методика определения наработки строительных и дорожных машин (СДМ) до окупаемости затрат на их приобретение, а также наработка до получения максимальной прибыли и целесообразности проведения ремонта на примере погрузчика Амкодор 332.

Ключевые слова: *эксплуатация, погрузчик Амкодор 332, наработка окупаемости, этап эксплуатации жизненного цикла, ремонт, диагностика, прибыль, списание.*

Введение

При планировании и организации производства строительных работ важно обеспечить максимальную прибыль. Эта задача с учетом выбранных современных технологий решается формированием комплектов, комплексов и в целом парка машин, обеспечивающих выполнение заданных объемов работ в установленные сроки. Максимальная прибыль строительного производства достигается правильным выбором каждой машины парка и обеспечением ее рационального использования.

Правильный выбор обеспечивается реализацией современной технологии и необходимого качества работ, стоимости приобретения и затратами на поддержание и восстановление работоспособности машин. Перед руководителем всегда стоит вопрос эффективности эксплуатации приобретаемой машины с определением наработок до ее окупаемости ($H_{ок}$), проведения ремонта ($H_р$) и списания ($H_с$). Эти наработки можно определить при наличии данных о стоимости машин, ремонта и интенсивности роста затрат на поддержание и восстановление работоспособности, а также снижения производительности на всех этапах эксплуатации. Индивидуальный учет использования каждой машины в соответствии с межгосударственным стандартом по эксплуатации строительных машин [1] и рекомендаций по организации технического обслуживания и ремонта на всех этапах использования СДМ [2] позволяет определить эксплуатационные затраты и наработки $H_{ок}$, $H_{опт}$, $H_{кр}$, $H_{сп}$, а также выработать рекомендации по замене сборочных единиц (СЕ).

Поддержание и восстановление работоспособности СДМ с учетом изменений выходных параметров в процессе эксплуатации

Получение максимальной прибыли при эксплуатации СДМ возможно при снижении затрат на поддержание и восстановление их работоспособности, а также при увеличении количества рабочего времени и производительности.

Все эти важнейшие выходные параметры значительно изменяются от наработки машин с начала эксплуатации. Внедрение диагностики СДМ позволяет выработать рациональный подход к замене СЕ, снижающих производительность и количество часов рабочего времени за рассматриваемый интервал времени. В этом случае увеличение затрат на диагностику и ремонт приводит к повышению производительности и количества рабочего времени.

Для определения рациональной наработки до замены СЕ важно знать динамику изменений выходных параметров машины в процессе ее эксплуатации. Часовая эксплуатационная производительность и количество часов рабочего времени зависят соответственно от коэффициента внутрисменного режима работы ($K_п$) и коэффициента технического использования ($K_{ти}$).

В свою очередь техническая производительность гидрофицированных машин изменяется в процессе эксплуатации, которую можно корректировать коэффициентом старения машины ($K_с$). Значение этого коэффициента изменяется от 1 до 0,5 за межремонтный цикл и зависит от ресурса СЕ и тонкости очистки рабочей жидкости (РЖ). Для погрузчика Амкодор 332 при наработке до 3000 моточасов $K_с$ изменяется до 10 %, а после этой наработки интенсивность его изменения можно описать линейной зависимостью [3].

Динамика изменений коэффициентов $K_п$, $K_{ти}$ и $K_с$ от наработки определяется условиями эксплуатации и конструкцией машины. С изменениями этих коэффициентов от наработки с начала эксплуатации для погрузчика Амкодор 332, работающего в дорожной отрасли Могилевской области, можно ознакомится в статьях [4, 5].

После проведения первого капитального ремонта (КР) ресурсы всех СЕ и погрузчика в целом восстанавливаются не менее 80 % от новых, и коэффициенты $K_п$, $K_{ти}$ и $K_с$ принимают меньшие значения и имеют более высокую интенсивность снижения по сравнению с новыми при увеличении наработки после КР. Их численные значения могут определяться по формулам:

$$K_{пр} = 0{,}77 - 36 \cdot 10^{-6} H_р; \quad (1)$$

$$K_{тир} = 0{,}89 - 39 \cdot 10^{-6} H_р; \quad (2)$$

$$K_{ср} = 1 - 85 \cdot 10^{-6} H_р, \quad (3)$$

где $K_{пр}$, $K_{тир}$, $K_{ср}$ и $H_р$ — соответственно коэффициент внутрисменного режима работы; коэффициент технического использования; коэффициент, учитывающий снижение технической производительности, и наработка после первого КР.

Более высокая динамика снижения рассматриваемых коэффициентов после КР ограничивает этап эксплуатации жизненного цикла погрузчиков. Для его расширения важно выявить системы и СЕ, которые в значительной степени влияют на снижение производительности и увеличение затрат на их восстановление. Анализ работоспособности 200 погрузчиков Амкодор 332 [4] выявил низкую вероятность безотказной работы гидропривода. Причем снижение КПД основных СЕ его приводит к увеличению продолжительности цикла и уменьшению технической производительности и повышению расхода топлива. Определяющим фактором работоспособности гидропривода СДМ является тонкость очистки РЖ. В погрузчике Амкодор 332 тонкость очистки РЖ составляет 25 мкм, что для современных гидрофицированных машин недостаточно. Доведение тонкости очистки до 5 мкм позволит увеличить ресурс основных СЕ гидропривода на порядок и стабилизировать техническую производительность в процессе эксплуатации погрузчика. Рекомендуемая тонкость очистки по ГОСТ 28028 [6] для давления 20 МПа составляет 3 мкм для напорных и 5—10 мкм для всасывающих контуров, что соответствует 9-му классу чистоты РЖ. При определении класса чистоты РЖ необходимо пользоваться также ГОСТ 17216 [7] и международным стандартом ISO 4406 [8], по которому рассматриваемая тонкость очистки соответствует классу 17/15/11.

В процессе эксплуатации погрузчиков важно не допускать снижения их выходных параметров, при котором использование погрузчиков становится убыточным. Это возможно только при внедрении диагностирования, которое позволит своевременно заменить СЕ при плановых технических обслуживаниях и ремонтах. Учитывая, что основные СЕ гидропривода имеют ресурс, равный 0,5 ресурса погрузчика (см. таблицу), целесообразно проводить его КР при наработке 3000 моточасов, совмещая с плановым текущим ремонтом. В этом случае КПД гидропривода повышается, что приводит к снижению себестоимости механизированных работ и увеличению прибыли за выполняемые объемы работ.

По результатам эксплуатации погрузчиков Амкодор 332 на предприятиях до-

Таблица

Статистические данные по наработкам на отказ гидроустройств

Наименование	Средний ресурс, моточас
Насосы аксиально-поршневые нерегулируемые	3000
Насосы аксиально-поршневые регулируемые	2750
Моторы аксиально-поршневые	3000
Фильтры	3600
Рукава высокого давления	3000

рожной отрасли разовые затраты на диагностирование гидропривода составляют 4850 руб. (310 руб. на заработную плату при трудоемкости выполнения 8,8 чел.-ч и 75 руб. на амортизацию диагностического оборудования и помещений). Трудоемкость замены насосов, распределителя и гидроцилиндров составляет 10,3 чел.-ч при их стоимости 340 тыс. руб. и заработной плате на демонтаж и монтаж 280 руб. Все эти разовые затраты на диагностирование и замену основных СЕ гидропривода быстро окупаются, и в целом увеличивается наработка до КР и получаемая прибыль за этот период эксплуатации.

Определение рационального этапа эксплуатации жизненного цикла погрузчика Амкодор 332

В условиях рыночной экономики важнейшим комплексным показателем оценки эффективности эксплуатации СДМ является прибыль [8—12], которую целесообразно определять с учетом изменений себестоимости 1 машиночаса и производительности в процессе их использования.

Величина прибыли до определенной наработки будет расти, а затем уменьшаться. Важно в процессе эксплуатации машины определить наработку, соответствующую максимальной прибыли. Эта величина $H_{опт}$ (экономический ресурс) соответствует нулевому значению производной рассматриваемой зависимости, т. е. $d\Pi/dH = 0$.

После наработки $H_{опт}$ при плановом текущем ремонте по результатам диагностирования производится агрегатный метод ремонта с заменой СЕ и агрегатов, снижающих эффективность использования машины, на новые или капитально отремонтированные на специализированных предприятиях. Целесообразно наладить фирменный ремонт этих СЕ, что повысит качество изготовления и ремонта.

Исследования показали, что после КР значительно улучшаются параметры машины. Однако интенсивность их изменений при увеличении наработки значительно уступает интенсивности их изменения для новой машины с соответствующей наработкой. Проведение КР и их количество определяется ростом суммарной прибыли (т. е. $\Pi \to \max$). Важно обеспечить после ремонта меньшее значение удельных затрат, что соответствует неравенству $C_р/H_{оптр} < C_и/H_{опт}$ (где $H_{опт}$, $H_{оптр}$ — оптимальная наработка соответственно до и после проведения ремонта, моточас; а $C_и$ и $C_р$ — стоимость новой машины и стоимость КР, руб.).

В реальных условиях эксплуатации машина может работать на различных объектах с выполнением разных технологических операций и объемов работ. Практически эффективность ее использования целесообразно оценивать поэтапно с определением суммарной прибыли за любые интервалы наработки.

Анализ расчетов (в соответствии с методикой [12]) показывает, что при эксплуатации погрузчика Амкодор 332 согласно традиционной системе и проведении КР в точке максимальной прибыли — наработка до списания ($H_{сп}$) составит 9 тыс. моточасов, а суммарная прибыль 1,04 млн руб. В этом случае средняя удельная прибыль на 1 моточас работы погрузчика равна 115 руб./моточас. При поддержании и восстановлении работоспособности погрузчика с проведением КР гидропривода наработка до списания составит 16 тыс. моточасов. Суммарная прибыль составит 2,52 млн руб. В этом случае средняя удельная прибыль на 1 моточас работы составит 158 руб./моточас. В итоге за этап эксплуатации жизненного цикла рассматриваемого погрузчика прибыль увеличится на 43 руб./моточас (158—115 тыс. руб./моточас) или на 1,48 млн руб. (2,52—1,04 млн руб.) до его списания. В то же время этап эксплуатации жизненного цикла может быть увеличен еще на 4 тыс. моточасов, однако прибыль, получаемая на последнем этапе эксплуатации жизненного цикла, будет значительно ниже по сравнению с новой машиной. Продолжительность работы погрузчика до списания с учетом проведения КР гидро-

привода при наработке 0,5 ресурса машины возрастает на 40 % по сравнению с традиционной системой поддержания и восстановления работоспособности.

Работоспособность гидропривода можно повысить за счет качества очистки рабочей жидкости и снижения степени ее загрязнения в процессе эксплуатации и технического обслуживания гидрофицированных машин [13—15].

Заключение

1. Планирование и проведение КР гидропривода погрузчика Амкодор 332 целесообразно осуществлятьть при наработке 3000 моточасов с получением максимальной прибыли и увеличением этапа эксплуатации жизненного цикла до 40 %.

2. Для расширения этапа эксплуатации жизненного цикла погрузчика необходимо поддерживать работоспособность гидропривода с более высокими выходными параметрами на основе агрегатного метода ремонта и диагностики без разгерметизации всех контуров гидросистемы, а также снижения степени загрязнения РЖ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Эксплуатация** строительных машин. Общие требования: ГОСТ 25646—95. — Введ. 01.07.97. — М.: Изд-во стандартов, 1998. — 8 с.
2. **Дорожно-методический** документ "Рекомендации по совершенствованию технического обслуживания и ремонта дорожно-строительных машин с учетом целесообразности их эксплуатации на любом этапе с начала использования" ДМД 02191.7.008—2009. — Введ. 01.03.09. — Минск: БелдорНИИ, 2009. — 90 с.
3. **Максименко, А. Н.** Восстановление работоспособности строительных и дорожных машин с учетом их выходных параметров в процессе эксплуатации [Текст] / А. Н. Максименко // Строительная наука и техника. — 2010. — № 5 (32). — С. 74—77.
4. **Максименко, А. Н.** Влияние качества изготовления и технической эксплуатации на работоспособность строительных и дорожных машин [Текст] / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, А. Н. Федосов, В. В. Кляусов // Строительная наука и техника. — 2009. — № 3 (24). — С. 68—73.
5. **Максименко, А. Н.** Влияние наработки с начала эксплуатации на производительность строительных и дорожных машин и себестоимость механизированных работ [Текст] / А. Н. Максименко, В. В. Кутузов, Е. В. Кутузова, Г. С. Тимофеев, А. И. Лопатин, В. В. Васильев // Строительная наука и техника. — 2009. — № 6. — С. 73—76.
6. **Промышленная** чистота. Гидропривод. Общие требования и нормы: ГОСТ 28028—89 — Введ. 01.01.90. — М.: Изд-во стандартов, 1990. — 16 с.
7. **Чистота** промышленная. Классы чистоты жидкостей: ГОСТ 17216—2001. — Введ. 01.01.2003. — М.: Изд-во стандартов, 2003. — 14 с.
8. **ISO** 4406:1999 Hydraulic fluid power — fluids — method for coding the level of contamination by solid particles: перевод: Приводы гидравлические — жидкости — метод кодирования уровня загрязнения твердыми частицами, 1999. — 13 с.
9. **Максименко, А. Н.** Планирование строительного производства с учетом наработки применяемых машин и использованием информационных технологий [Текст] / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов, С. Е. Кравченко, А. И. Лопатин, Г. С. Тимофеев // Строительная наука и техника. — 2007. — № 2(11). — С. 42—49.
10. **Максименко, А. Н.** Определение выходных параметров сезонной техники в дорожном строительстве [Текст] / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов, Г. С. Тимофеев, А. И. Лопатин, С. Е. Кравченко // Грузовик &. — 2008. — № 3. — С. 26—31.
11. **Максименко, А. Н.** Определение целесообразности использования строительно-дорожных машин и оценка эффективности их эксплуатации [Текст] / А. Н. Максименко, Д. Ю. Макацария, В. В. Кутузов // Механизация строительства, 2009. — № 3. — С. 14—20.
12. **Максименко, А. Н.** Расширение этапа эксплуатации жизненного цикла гидрофицированных строительных и дорожных машин [Текст] / А. Н. Максименко // Грузовик. — 2010. — № 12. — С. 10—16.
13. **Максименко, А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительных и дорожных машин при внедрении агрегатного метода ремонта и диагностики [Текст] / А. Н. Максименко, И. В. Лесковец, В. В. Кутузов, Д. В. Бездников, Н. Н. Федосов, В. В. Сентюров // Грузовик. — 2010. — № 4. — С. 5—11.
14. **Максименко, А. Н.** Повышение работоспособности гидропривода строительно-дорожных машин [Текст] / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев // Грузовик &. — 2008. — № 9 — С. 23—27.
15. **Максименко, А. Н.** Влияние качества рабочей жидкости на работоспособность гидропривода [Текст] / А. Н. Максименко, Д. В. Бездников, В. В. Кутузов, В. В. Васильев, О. В. Борисенко // Грузовик &. — 2007. — № 7. — С. 26—28.

УДК. 629.067

С. В. Сегеда,
асп.,
О. В. Девочкин,
канд. техн. наук., доц.;
МГТУ "МАМИ"
(г. Москва)
E-mail: sigi@list.ru

Формирование информационных сигналов для системы активной безопасности транспортных средств

Описан пример реализации системы сбора информации о дорожной ситуации. В качестве источника информации используются камеры. Для определения расстояния используется стереозрение. Даны только схемотехнические решения.

Ключевые слова: *автомобильная безопасность, системы получения информации, стереозрение, DSP.*

Введение. Самым эффективным способом предотвращения дорожно-транспортных происшествий (ДТП) является предупреждение водителя об опасной ситуации. Для этого необходима специальная система [1], задачей которой является:

предоставление водителю в удобной для быстрого восприятия форме информации о дорожной ситуации. Этого можно добиться с помощью вывода изображения с выделением на нем важных объектов и дополнительной информации (например информации — свободна боковая полоса или нет), а также с помощью вывода схематичного изображения, на котором видна сразу вся дорожная ситуация;

выдача водителю рекомендации по текущей дорожной ситуации. Такие рекомендации актуальны в случае, когда уже необходимо что-то сделать, чтобы предотвратить ДТП (например при сокращении дистанции меньше минимальной можно рекомендовать ее увеличить).

Особенно подобная система актуальна для большегрузных составных автомобилей. Такие автомобили имеют большие габариты и плохую обзорность (за счет наличия изгиба). Ниже рассматривается пример такой системы в применении к популярным в настоящий момент грузовым автомобилем с одним местом изгиба. При использовании системы на автомобилях с большим числом изгибов следует увеличить число камер.

Источники информационных сигналов для системы. Для выполнения отмеченных выше функций системе необходима информация о текущей дорожной ситуации. Полный анализ дорожной ситуации система может реализовать на основании информации о следующем:

положении объектов вокруг автомобиля;

геометрии и конфигурации дороги (наличие ответвлений, поворотов и разворотов на дороге и т. п.);

текущем положении автомобиля на проезжей части и угле между направлением тягача и прицепа;

наличии соседних полос и типе разделительной линии между ними;

состоянии автомобиля (скорость, включение сигналов поворота).

Получение всей необходимой информации происходит с помощью видеокамер. Этот вариант является оптимальным, так как позволяет иметь достаточное количество информации, а изображение с камер можно непосредственно выдавать водителю. Для работоспособности в ночное время суток камеры должны иметь ночное видение.

В системе безопасности после получения информации о положении объектов должно быть определено курсовое и боковое расстояния. Курсовое расстояние показывает удаление объекта от автомобиля при движении по своей полосе. Курсовое расстояние должно быть

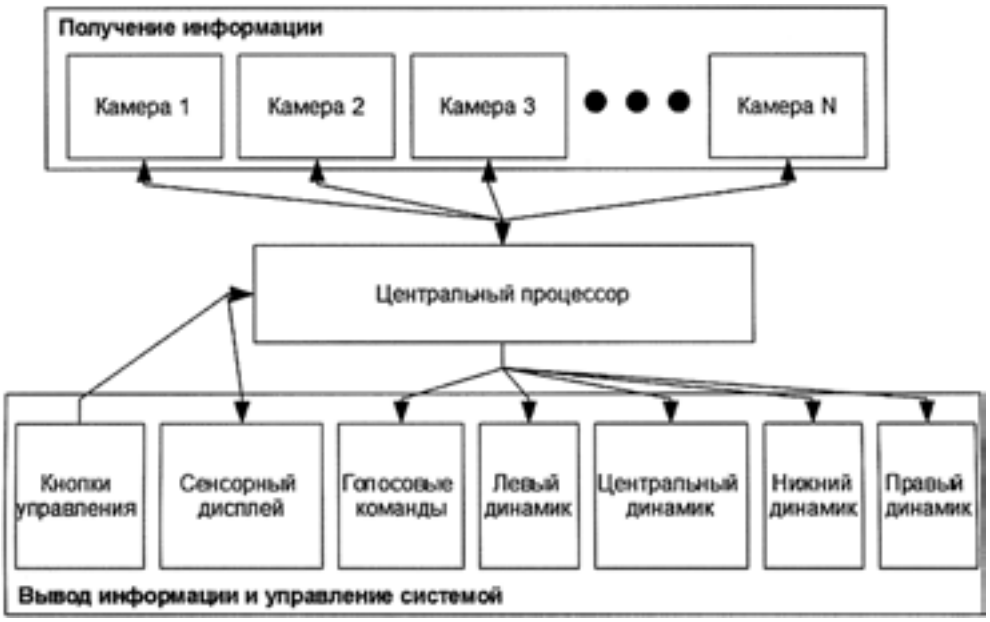


Рис. 1. Общая схема системы предоставления информации водителю

рассчитано с учетом поворотов дорожного полотна. Боковое расстояние показывает отклонение объекта по перпендикуляру от курса автомобиля.

Рис. 2. Зоны вокруг автомобиля

Вывод информации водителю осуществляется разными способами:

в графическом виде на дисплей;

в виде голосовых команд;

в виде звуковых сигналов. Сигналы различаются по месту, откуда они исходят, и делятся на предупреждающие и экстренные.

Общая схема системы получения информации дана на рис. 1. Каждая камера представляет собой стереопару видеокамер. Это необходимо для того, чтобы получать информацию о расстоянии до объектов.

Камеры располагаются так, чтобы покрыть все важные зоны вокруг автомобиля. Схема расположения зон приведена на рис. 2.

Зоны подобраны так, чтобы каждую из них могла охватить одна пара камер. Таким образом для охвата всех зон достаточно восемь пар камер.

Каждая камера и центральный процессор работают как отдельные устройства. В состав камеры входит свой дополнительный процессор. Системы вывода информации и управления подключены непосредственно к центральному процессору. Процесс получения информации с указа-

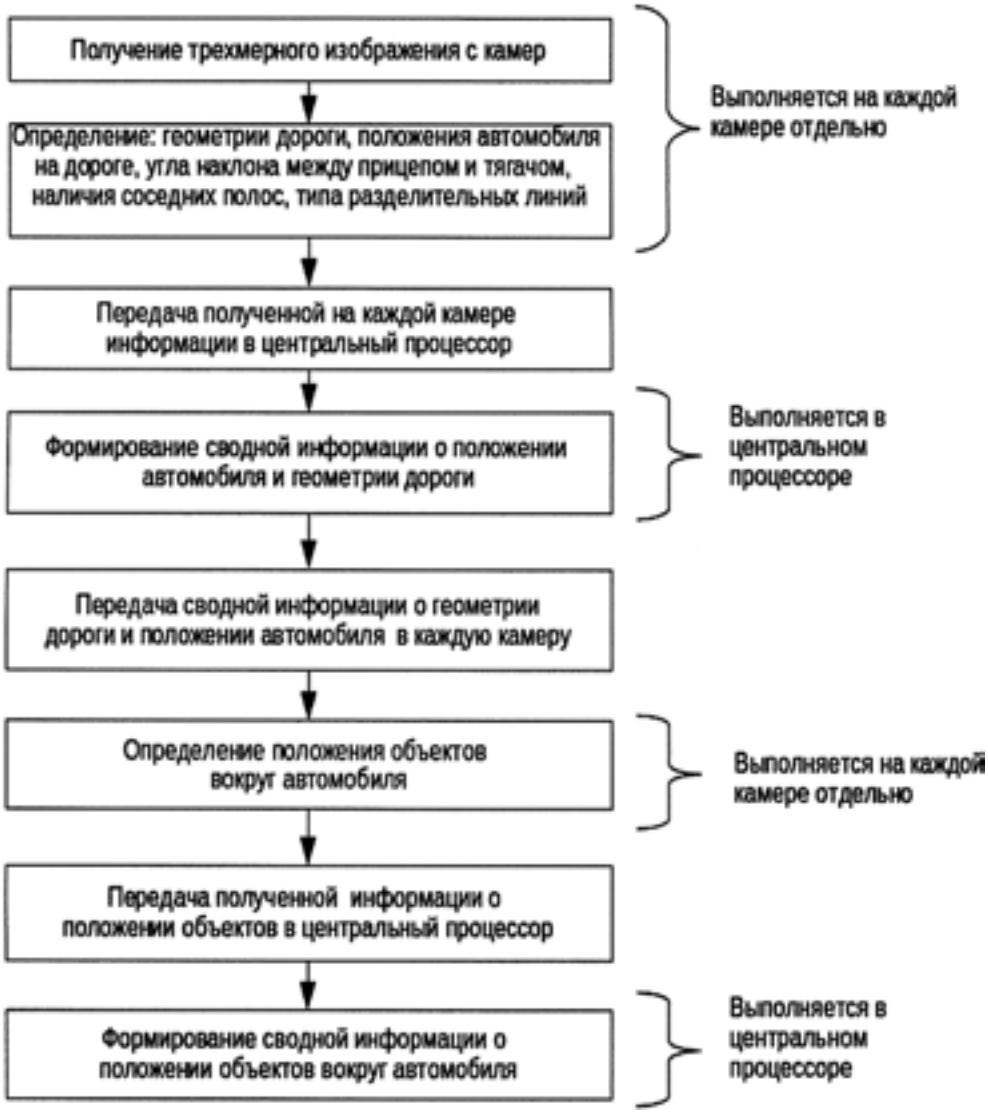


Рис. 3. Процесс формирования информации

нием места, его выполнения и потоки передачи информации, показан на рис. 3.

Управление информационными потоками в системе активной безопасности. Процесс управления потоком информации начинается с формирования трехмерного изображения со стереопар. В результате с каждой камеры снимаются сигналы, соответствующие трехмерному изображению. После этого по полученным изображениям на каждой камере определяется геометрия дороги, положение автомобиля на дороге, наличие и расположение соседних полос.

Сформированная на каждой камере информация передается в центральный процессор, где на основании поступающих с камер сигналов составляется сводная информация. Она является более точной и охватывает все пространство вокруг автомобиля, а не только ту часть, которую видит каждая камера в отдельности.

Сводная информация возвращается на каждую камеру. Это необходимо для того, чтобы при определении положения объектов было можно рассчитать курсовое и боковое расстояния. Положение объектов, полученное на каждой камере, передается в центральный процессор, где формируется сводная информация о положении объектов вокруг автомобиля. Сводное положение объектов учитывает все объекты и в том случае, если различные их части видны на разных камерах, они объединяются в одно. В результате в центральном процессоре

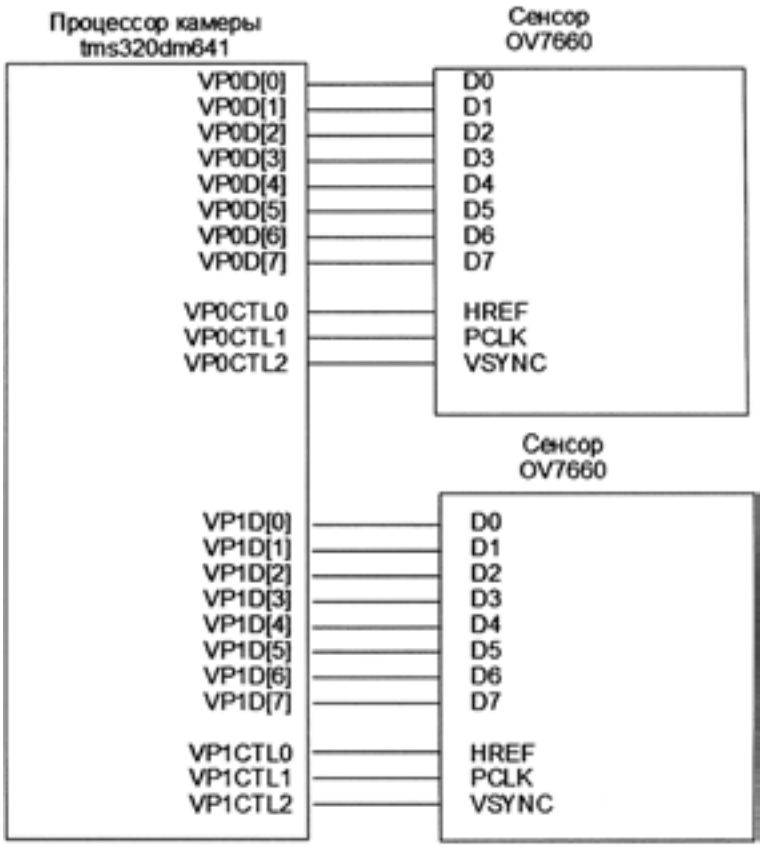


Рис. 4. Схема подключения сенсора к процессору камеры

формируется информация о положении всех видимых объектов, находящихся вокруг автомобиля.

В центральный процессор также передается изображение с каждой камеры. Оно необходимо для показа водителю и сохранения информации.

В начале каждого этапа обмена происходит процесс диагностики. При этом центральный процессор проверяет работоспособность каждой камеры. Если одна из камер не работает, система считает, что по зоне, за которую отвечает камера, данные не определены.

Информация с камер поступает в виде массива числовых данных, удобных для обработки в центральном процессоре, это позволяет сократить объем передаваемой информации. Для обмена информации достаточно иметь одну общую шину. Ее можно реализовать по стандарту fast Ethernet, который широко распространен и поддерживает достаточную скорость обмена данными.

Реализация системы предоставления информации водителю. Блоки камер имеют одинаковую схему. Основу схемы составляет DSP-процессор. Если есть необходимость подключать две камеры одновременно, следует использовать процессор с двумя интерфейсами для камер. Авторы в качестве процессора камеры использовали процессор tms320dm641 [7] производства фирмы Texas Instruments. Для получения изображения использовались два сенсора OV7660 [8] компании Omni Vision. Эти сенсоры имеют размер матрицы 640 × 460 пикселей. Они способны работать с частотой 30 кадров/с. Схема подключения сенсора к процессору камеры приведена на рис. 4.

Вся информация с видеокамер и других датчиков поступает в центральный процессор. Его производительность должна быть достаточной для обработки информации с шести камер в реальном времени. При этом следует учитывать, что информация с камер поступает уже не в графическом виде. При выборе центрального процессора важно наличие интерфейса для подключения экрана, достаточное количество портов "ввод—вывод" для подключения клавиатуры, динамиков и возможности вывода звука. В качестве центрального процессора использовался процессор OMAP3530 [2] компании Texas Instruments. Схема подключения экрана приведена на рис. 5.

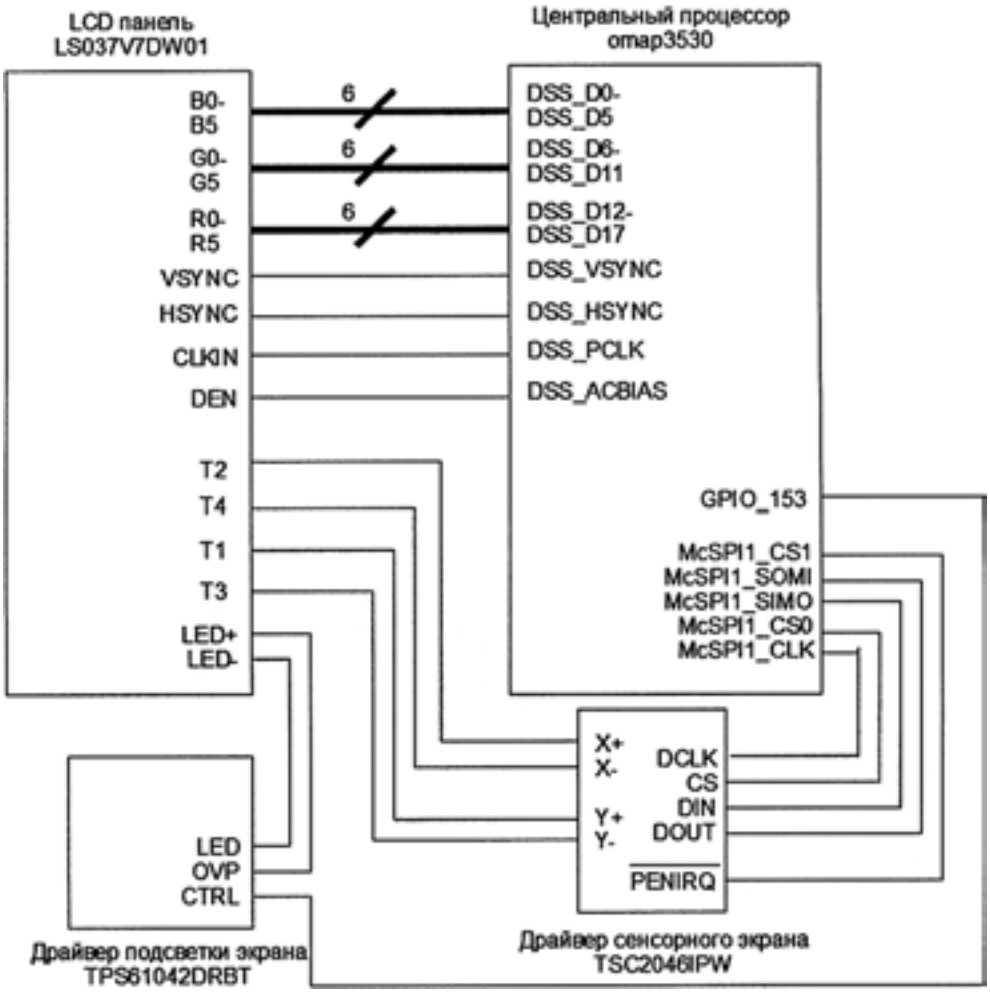


Рис. 5. Схема подключения экрана

В качестве экрана используется LCD-панель LS037V7DW01 [3] производства фирмы Sharp. Это сенсорный цветной дисплей с расширением 640 × 480 пикселей. Вывод изображения на дисплей производится с помощью аппаратного контролера, который есть в процессоре. Для получения данных с сенсорного экрана применяется специальный драйвер TSC2046IPW [5] производства фирмы Texas Instruments. Драйвер считывает данные с сенсорного дисплея и передает их контролеру по интерфейсу SPI. Для инициализации передачи данных драйвер подает сигнал на прерывание в центральный процессор (PENIRQ). В системе управления подсветкой экрана использовался драйвер подсветки TPS61042DRBT [4] производства фирмы Texas Instruments. На вход (CTRL) драйвера подается ШИМ сигнал на частоте 50 Гц. Ширина импульса задает уровень подсветки экрана: чем больше ширина, тем ярче подсветка.

Схема подключения клавиатуры и динамиков показана на рис. 6.

Динамики подключены к процессору через усилитель OPA132P [6] производства фирмы Texas Instruments. Клавиатура подключена по матричной схеме. Органами управления являются следующие кнопки:

выбор режима вывода (автоматическое определение камеры или ручное задание камеры);

шесть кнопок выбора текущей камеры, эти кнопки работают при ручном выборе камеры;

сохранение информации. Эта кнопка нужна для быстрого сохранения текущей информации.

На всех приведенных схемах не указано подключение к контролеру памяти, питания и контролера Ethernet. Они подключены по стандартной схеме. Контролер Ethernet используется для обмена между блоками камер и центральным процессором.

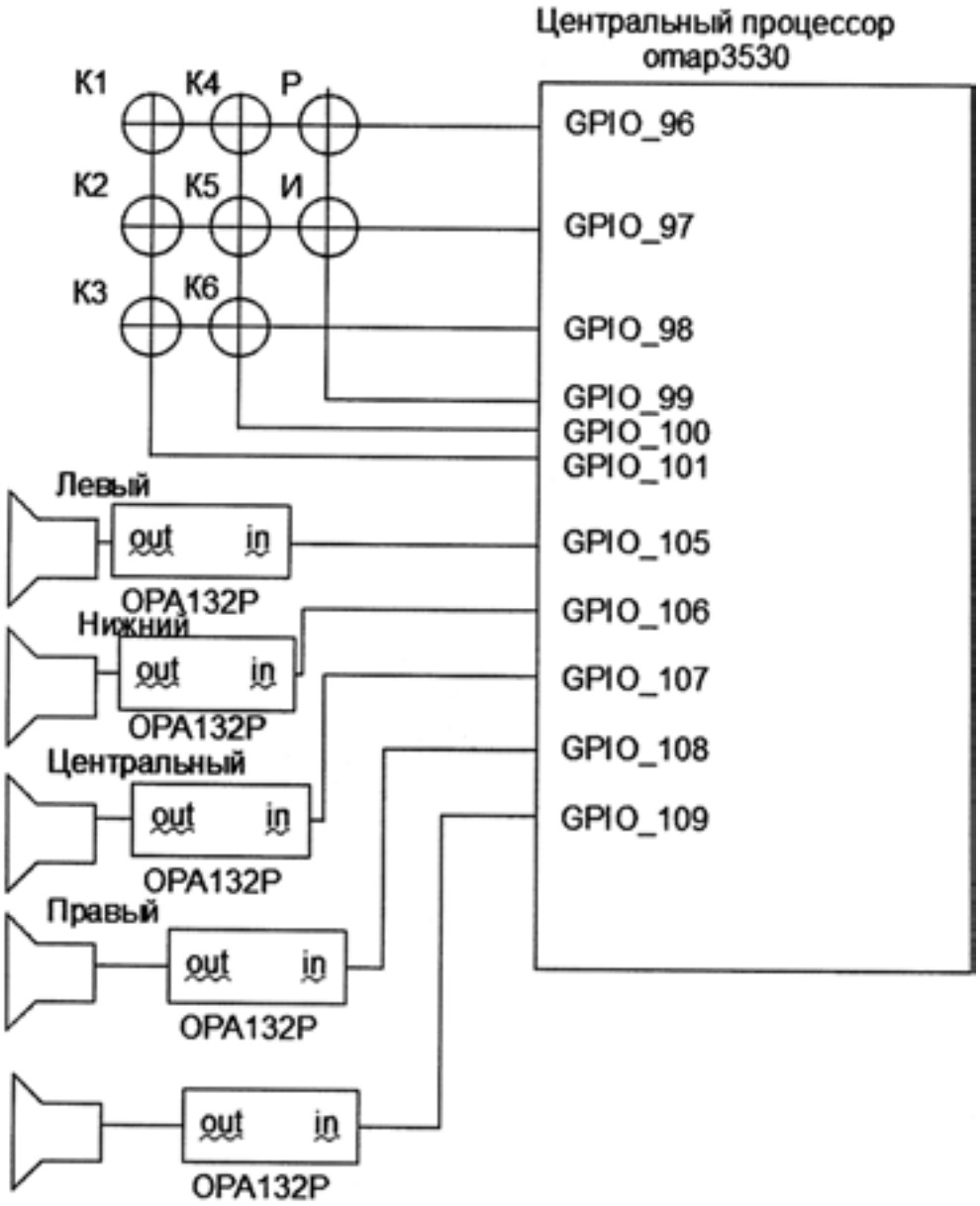


Рис. 6. Схема подключения клавиатуры и динамиков

При дальнейшем развитии системы она может быть использована для автоматизации процесса предотвращения ДТП (например автоматического включения тормозной системы в экстренном случае).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Сегеда С. В., Девочкин О. В.** Система активной безопасности автомобиля, использующая видеокамеру. Проблемы электротехники, электроэнергетики и электротехнологии: сб. трудов Международной научно-технической конференции. Тольятти, 12—15 мая 2009 г. В 3-х ч. [Текст] / С. В. Сегеда, О. В. Девочкин. — Тольятти: ТГУ, 2009. — Ч. 1. — 352 с.
2. **Спецификация** контролера omap3530. Texas Instruments, www.ti.com, 2008 г. — 263 с.
3. **Спецификация** LCD панели LS037V7DW01. Sharp, www.sharpsme.com, 2006 г. — 26 с.
4. **Спецификация** TPS61042. Texas Instruments, www.ti.com, 2007 г. — 28 с.
5. **Спецификация** TSC2046. Texas Instruments, www.ti.com, 2008 г. — 34 с.
6. **Спецификация** OPA132. Texas Instruments, www.ti.com, 2004 г. — 13 с.
7. **Спецификация** контролера TMS320DM641. Texas Instruments, www.ti.com, 2005 г. — 179 с.
8. **Спецификация** OV7660. OmniVision, www.ovt.com, 2005 г. — 26 с.

УДК 629.113

Л. Г. Трембовельский,
канд. техн. наук,
АМО ЗИЛ
E-mail: Lev-Trembovelsky@yandex.ru

Экологическая безопасность автотранспортных средств

Дан обзор нормативных актов в Европе и в США, и методов оценки. Отмечается особенность в оценке для автомобилей категории M_2, N_2, M_3 и N_3.
Предлагается способ оценки, опирающийся на соответствующую статистческую обработку результатов стендовых испытаний двигателей. Дан краткий обзор мероприятий, направленных на улучшение экологической безопасности автотранспортных средств.

Ключевые слова: *отработавшие газы, нормируемые компоненты, стандарты, циклы, тенденции развития, реагент, гибридная технология.*

Двигатели внутреннего сгорания играют значительную роль в загрязнении атмосферы. В крупных городах они являются одним из главных источников токсичных веществ, выбрасываемых в окружающую среду. Доля автомобильного транспорта в выбросе вредных веществ составляет в США 60,6 %, в Великобритании 3,5 %, во Франции 32 %, в России 43 % [1].

В тех государствах, где приняты нормы по предельной токсичности отработавших газов (ОГ) автомобилей, автомобили подразделяются на классы:

— легковые автомобили (категория M_1) — проверка осуществляется на роликовом испытательном стенде;

— грузовые автомобили малой грузоподъемности (категория N_1) — проверка производится на том же роликовом стенде, что используется при испытании легковых автомобилей;

— грузовые автомобили большой грузоподъемности (категории N_2, N_3) — проверка осуществляется на испытательном моторном стенде для двигателей, измерения на стенде для автомобиля в целом не предусмотрены.

Рассмотрим нормативную базу в Европейском Союзе по токсичным выбросам с ОГ дизелей грузовых автомобилей полной массой более 3,5 т.

Известно, что ОГ дизелей представляют собой многокомпонентную смесь, содержащую продукты полного сгорания топлива (диоксид углерода CO_2 и вода H_2O) и продукты неполного сгорания (монооксид углерода CO, газообразные углеводороды CH_x, альдегиды RCHO, сажа C). В ОГ присутствуют также неиспользованный при сгорании топлива кислород O_2, содержащийся в воздухе азот N_2, и продукты его окисления NO_x, газообразные продукты окисления серы, имеющийся в топливе (в основном диоксид SO_2). Кроме газообразных компонентов, в ОГ присутствуют так называемые "твердые частицы", основным компонентом которых является сажа C. Всего ОГ дизелей содержат около 250 компонентов, часть из которых нетоксична. Токсичность ОГ дизелей определяется 0,1—1 % объема ОГ. При этом примерно 80—95 % общей массы токсичных компонентов приходится на долю пяти из них: NO_x, CO, CH_x, альдегидов RCHO, диоксида серы SO_2. Нормируемыми компонентами являются оксиды азота NO_x, монооксид углерода CO, углероды CH_x и сажа или твердые частицы [2].

В таблице приведены нормы токсичных выбросов с ОГ дизелей автомобилей полной массой более 3,5 т [1]. В таблице приведены сроки внедрения этих норм в Европе. В России сроки внедрения определены специальным техническим регламентом "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации вредных (загрязняющих) веществ".

Дизели для автомобилей этого класса подтверждают указанные нормы на моторных стендах.

Для автомобилей полной массой менее 3,5 действуют правила

Нормы токсичных выбросов с ОГ дизелей автомобилей полной массой более 3,5 т

Нормативный документ	Год введения		Нормы выбросов, г/(кВт · ч)			
	в Европе	в России	CO	CH_x	NO_x	Твердые частицы
ОСТ 37.001.234—81	—	1982	9,5	3,4	18,35	—
Правила ЕЭК ООН:						
R49	1998	1995	14,0	3,5	18,0	—
R49-01	1991	1996	11,2	2,4	14,4	—
R49-02A Евро	1993	1998	4,5	1,1	8,0	0,36
R49-02B						
Евро-2	1995	2005	4,0	1,1	7,0	0,15
Евро-3	1999	2009	2,0	0,6	4,5	0,10
R49-04B1 Евро-4	2005	2010	1,5	0,5	3,5	0,08
R49-04B2 Евро-5	2009	2014	1,0	0,5	2,0	0,05

ЕЭК ООН № 83, предусматривающие определение токсичности ОГ при испытаниях автомобиля на беговых барабанах.

В России для транспортных средств предусмотрены экологические классы. Экологический класс 3 соответствует Евро-3 и т. д. [3].

Срок внедрения в России норм Евро-4 распространяется только на новые автомобили, выпуск которых начался в 2010 г и далее, а для моделей, производство которых началось до 2010 г., срок действия Евро-3 продлен до 2012 г. — постановление Правительства Российской Федерации от 26 ноября 2009 г. № 956.

Рассмотрим некоторые стандарты, действующие в США [4].

Стандарт CARB. Предельно допустимая концентрация веществ в калифорнийском стандарте по эмиссии вредних в ОГ веществ CARB для легковых автомобилей и автомобилей малой грузоподъемности регламентируется требованиями: LEVI; LEVII. Требования LEVI распространяются на легковые автомобили и автомобили полной массой до 3750 фунтов (1,7 т) 1994—2003 гг. выпуска. С 1 января 2004 г. вступило в силу требование LEVII, которое распространяется на все автомобили, начиная с 2004 г. выпуска полной массой до 8500 фунтов (3,85 т).

Стандарт CARB устанавливает предельно допустимую концентрацию в ОГ:

оксида углерода CO;

оксидов азота NO_x;

неметановых органических соединений (NMOG);

формальдегидов (только LEVII) (HCHO);

твердых частиц (в бензиновых двигателях — только согласно LEVII, в дизелях — в том числе LEVI).

Эмиссия вредных веществ определяется с помощью ездового цикла FTP75 (Federal Test Procedure — Федеральная процедура испытаний).

Изготовитель автомобилей может использовать различные концепции автомобилей, которые по величине NMOG, CO, NO_x и твердых частиц разделяются на следующие категории:

— TLEV (автомобили переходных моделей с малой токсичностью ОГ);

— LEV (автомобили с малой эмиссией токсичных веществ и паров топлива);

— ULEV (автомобили с ультранизкой токсичностью ОГ);

— SULEV (автомобили со сверхнизкой токсичностью ОГ);

— ZEV (автомобили с нулевой эмиссией токсичных веществ и паров топлива);

— PZEV (в основном соответствует SULEV, но имеются более строгие требования к эмиссии паров топлива и долговечности).

Каждый изготовитель автомобилей должен следить за тем, чтобы его автомобили в среднем не превышали определенного предельного значения токсичной эмиссии OE. В качестве критерия в данном случае используется эмиссия NMOG. Среднее значение эмиссии по группе автомобилей определяется по среднему уровню эмиссии, показанной

всеми автомобилями данного изготовителя, удовлетворяющей нормам предельно допустимой концентрации NMOG. Эти средние значения для группы принимаются разными для легковых автомобилей, автомобилей малой грузоподъемности и автофургонов.

Предельно допустимая концентрация NMOG в среднем по группе каждый год снижается. Это означает, что в каждый последующий год производители автомобилей должны выпускать все более экологически чистые автомобили, соответствующие более строгим нормам предельно допустимой концентрации вредных веществ в ОГ.

Нормы EPA (Environment Protection Agency — Агентство по защите окружающей среды). Действуют в федеральных штатах США за исключением штата Калифорния, где применяют стандарт CARB (Управление по охране воздушной среды, штат Калифорния). По сравнению со стандартом CARB нормы EPA не такие строгие. По желанию в отдельных штатах США также может применяться стандарт CARB (штаты Мэн, Массачусетс, Нью-Йорк). Правовой основой этому является "Закон о чистом воздухе", который предусматривает реализацию многочисленных мер по защите окружающей среды, но не регламентирует предельные величины токсичности ОГ.

В рамках EPA действует требования Tier 1 (ступень 1) и Tier 2 с 2004 г.

Нормы EPA устанавливают предельно допустимую концентрацию в ОГ таких же токсичных компонентов, как и стандарт CARB. Кроме этого требования Tier 2 устанавливают полную продолжительность сохранения предельных значений токсичности ОГ до 190 тыс. км пробега.

Из приведенного краткого обзора нормативных актов как в Европе, так и в США видно, что оценка экологической безопасности автомобилей категорий M_1 и N_1) осуществляется на стендах с боговыми барабанами по определенным циклам, имитирующим городское и междугороднее движение. Однако для более тяжелых грузовых автомобилей (полная масса более 3,5 т) оценка токсичности ОГ автомобиля в целом не производится. Испытанию подвергается двигатель на моторном стенде по различным циклам. Например:

ESC — Europen Steady State Cycle — состоит из 13 установившихся режимов;

ETC — Europen Transient Cycle — посекундная последовательность переходных режимов.

На автомобиле же проверяются лишь некоторые параметры, обеспечивающие условия работы двигателя, не ухудшающие процесс сгорания (противодавление системы выпуска, разрежение во впускной системе и некоторые другие). В связи с этим актуальным становится метод, основанный на регрессионных моделях, определяющих содержание вредных веществ в отработавших газах автомобиля в зависимости от режима работы двигателя [5, 6]. В его основе лежит составление регрессионных зависимостей (на основании стендовых испытаний двигателей) токсичных составляющих в отработавших газах от частоты вращения коленчатого вала и загруженности двигателя. Имея такие зависимости, можно проводить оценку экологической безопасности, в том числе и на стадии проектирования автотранспортных средств, при разных режимах движения и при различных комплектациях.

Рассмотрим основные тенденции развития конструкции автомобиля в целях обеспечения экологической безопасности. Существует два направления в развитии:

— с применением реагента Ed Blue (мочевины);

— без применения этого реагента.

Фирмы Scania и MAN достигли Евро-5 с помощью системы EGR-рекуперации и дожига отработавших газов без применения реагента Ed Blue.

Фирма Scania лидирует в Европе по поставкам серийных городских автобусов с двигателями Scania, работающими на этаноле. С 2009 г. она начала поставку грузовых автомобилей с этим двигателем, предназначенных для городских перевозок грузов. В настоящее время этанол является самым выгодным альтернативным видом топлива для двигателей, созданных на базе дизелей, устанавливаемых на автомобилях, предназначенных для городских перевозок. Этанол прост в эксплуатации как и все другие виды топлива, при этом выбросы CO_2 снижаются на 90 %.

Однако после первого периода эйфории с применением биотоплива начались полемика и критика этого направления. Например, по поводу применения этанола в США указывалось, что реализация принятых в 2007 г. по инициативе кабинета Президента Буша решений об увеличении использования в качестве автомобильного топлива этанола, хотя и позволила в 2008 г. немного сократить потребление нефти, но вызвала почти 2-кратный рост цены кукурузы и увеличение на 20 % цены кормовых продуктов для животноводства, что имело негативные социальные последствия [8].

Ведущие фирмы [7] разработали целый ряд двигателей, работающих на природном газе, биогазе и других видах биотоплива. Большинство из них отвечает не только нормам Евро-5, вступающих в силу в октябре 2009 г., но и более строгой экологической норме EEV (Enhanced Environmentally friendly Vehicle).

В качестве биотоплива [9] предлагается подсолнечное масло, так как по физико-химическим свойствам оно близко к свойствам традиционных дизельных топлив. Особенностью подсолнечного масла является наличие в его составе достаточно большого количества кислорода (около 9 %), что приводит к некоторому снижению его теплоты сгорания и температуры сгорания в дизелях, вследствие чего значительно улучшаются экологические свойства.

Гибридная технология фирмы Scania должна внести существенный вклад в защиту окружающей среды [7]. Первые серийные грузовые автомобили и автобусы должны были появиться в 2011 г. Городской автобус с гибридным дизель-электрическим двигателем не имеет трансмиссии и механического привода колес. Дизель приводит в действие генератор переменного тока с заданным рабочим режимом. Генератор вырабатывает электрический ток, который заряжает аккумуляторные батареи, в свою очередь приводящие в действие электродвигатель, осуществляющий привод ведущих колес.

Применение гибридных установок может дать не менее 25 % экономии топлива, а использование к тому же биотоплива существенно уменьшить эмиссию токсичных компонентов в ОГ.

В США по экономическим соображениям ограничивается широкое распространение автомобилей с гибридной силовой установкой [8], хотя время доказало их повышенную топливную экономичность (25—30 %), рынком предлагается их достаточно обширная номенклатура и постоянно проводится их интенсивная рекламная компания. Но такие автомобили из-за увеличенных производственных издержек имеют повышенную цену, превышение которой окупается снижением затрат на топливо в большинстве случаев за 3 и более лет, что для многих потребителей неприемлемо.

Таким образом, развитие конструкции автомобиля, направленное на повышение экологической безопасности включает в себя как радикальные (биотопливо, гибридные установки и т. д.), так и традиционные конструкторские (систем EGR и т. д.) и технологические мероприятия.

В этой связи необходимы на стадии проектирования оценка и прогнозирование влияния конструктивных мероприятий, повышающих экологическую безопасность, на эксплуатационные свойства автомобильного транспорта (топливная экономичность, скоростные свойства и т. д.), а при любой конструктивной модернизации транспортного средства — оценка влияния этой модернизации на экологическую безопасность.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Грехов, П. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей [Текст] / П. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. — М.: Легион, 2005. — 344 с.
2. **ГОСТ Р 41.49—2003** (Правила ЕЭК ООН № 49) Единообразные предписания, касающиеся сертификации двигателей с воспламенением от сжатия и двигателей, работающих на природном газе. — М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. — 232 с.
3. **Специальный** технический регламент "О требованиях к выбросам автомобильной техникой, выпускаемой в обращение на территории Российской Федерации, вредных (загрязняющих) веществ", утвержденный постановлением Правительства Российской Федерации от 12 октября 2005, № 609. 13 с.
4. **Ottpmotor** — Manqement Robert Bosh GmbH. 2003 P. O. Box 1060 SOD-70049 Stuttqart, Federal RepuBlie of Germany.
5. **Трембовельский, Л. Г.** Математические модели главных рабочих полей ДВС [Текст] / Л. Г. Трембовельский // Автомобильная промышленность. — 2009. — № 4. — С. 10—13.
6. **Трембовельский, Л. Г.** Метод оценки влияния некоторых параметров автомобиля на токсичность отработавших газов [Текст] / Л. Г. Трембовельский, С. А. Аникин, И. М. Копылов // Грузовик &. — 2008. — № 10. — С. 54—59.
7. **Буров, Б. И.** Вклад фирмы Scania в защиту окружающей среды. По материалам журнала "Transport rout ier" — 2008 [Текст] / Б. И. Буров // Грузовик &. — 2008. — № 10. — С. 63—64.
8. **Эткин, Д. И.** О топливной экономичности массовых автомобилей в США, ее регулировании и путях повышения [Текст] / Д. И. Эткин // Журнал ААИ. — 2009. — № 5 (58). — С. 10—15.
9. **Марков В. А.** Использование подсолнечного масла в качестве топлива для дизелей [Текст] / В. А. Марков, С. Н. Девянин, А. Ю. Шустер // Грузовик &. — 2009. — № 4. — С. 46—55.

УДК 629.113

Ю. М. Захарик,
д-р техн. наук,
А. М. Захарик,
Н. Н. Гурский
канд-ты техн. наук;
ОАО "МАЗ"
E-mail:
vehicle@tut.dy

Расчет показателей плавности движения мобильных машин

Приведена методика расчетов показателей плавности движения мобильных машин. Определены критерии виброзащиты шасси и водителя. Разработана методика снижения вибронагруженности рабочего места водителя. Рассмотрена оптимизация параметров подвески мобильной машины.

Ключевые слова: *анализ, вибронагруженность, виброускорение, колебания, критерий, машина, модель, оптимизация, структура, характеристика, шасси.*

Высокие эксплуатационные требования, предъявляемые к ходовым системам современных мобильных машин, направленные на повышение надежности, увеличение ресурса и средних скоростей движения, обеспечение комфорта и безопасности движения, выдвигают задачи совершенствования методов расчетов, разработки методик и программных средств проектирования новых и модернизируемых изделий, а также проведения виртуальных испытаний с помощью визуальных сред виртуального проектирования.

Рассмотрим методику виртуального проектирования подвески автомобиля, обеспечивающую заданные характеристики плавности хода шасси и виброзащиты водителя, пассажиров и перевозимых грузов в соответствии с требованиями современных стандартов от динамических воздействий со стороны дороги. Методика виртуального проектирования предполагает выполнение следующих действий:

- выбор типовой пространственной расчетной схемы автомобиля;
- задание основных массово-инерционных и геометрических параметров узлов и агрегатов исследуемого объекта;
- задание характеристик упруго-диссипативных элементов подрессоривания;
- формирование внешней среды воздействия на автомобиль;
- моделирование движения автомобиля в заданных скоростных и временных интервалах;
- корреляционный и спектральный анализ временных реализаций наблюдаемых переменных;
- амплитудно-частотный анализ;
- октавный и третьоктавный анализ вибронагруженности водителя на соответствие допустимым нормам;
- сопоставление текущих результатов с полученными в других сеансах моделирования;
- оптимизация параметров объекта по заданным критериям качества;
- формирование отчета в формате документа Winword.

Основой для проведения динамических расчетов является расчетная схема проектируемого (исследуемого) объекта. Универсальные программные комплексы позволяют строить расчетные схемы на базе простейших примитивов. Такой подход требует значительных временных затрат. Специализированные пакеты программ, как правило, предоставляют множество готовых расчетных схем. В них предлагается из списка выбрать требуемую расчетную схему мобильной машины и непосредственно в визуальном режиме реализовать необходимые действия по заданию информации о следующем:

подрессоренных массах шасси, кабины и сиденья водителя;

моментах инерции шасси и кабины относительно предлагаемых осей;

основных геометрических размерах конструктивных узлов мобильной машины.

На основании введенных данных рассчитывается статическое распределение нагрузок по осям машины. Динамические свойства

проектируемого объекта определяются характеристиками упругих и диссипативных элементов подрессоривания шасси и отдельных узлов машины — кабины, сиденья водителя, шин.

Выбранные структуры подвесок, типы характеристик упругих элементов и амортизаторов, шин позволяют автоматически сформировать разрешающую систему уравнений. Класс решаемых задач, использующий данную систему уравнений, включает:

анализ свободных колебаний ходовой части;

расчет вынужденных колебаний от воздействий типовых кинематических возмущений;

построение амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) объекта;

анализ колебаний при стохастических кинематических возбуждениях опорной поверхности;

оптимизацию параметров упруго-диссипативных элементов подрессоривания основных узлов мобильной машины.

Перед решением этих задач требуется определить параметры вычислительного эксперимента: скорость/скоростной диапазон, длину дорожного участка, а также выбрать наблюдаемые фазовые переменные — перемещения, скорости, ускорения, усилия и т. д.

При оптимизации параметров мобильной машины необходимо:

включить в список оптимизируемых требуемые параметры элементов подрессоривания;

задать ограничения на оптимизируемые параметры — ограничения 1-го рода;

задать вероятности невыходов за допустимые значения величин, характеризующих динамическое состояние элементов подвески и колес — ограничения 2-го рода.

Оптимизация выполняется не для отдельной скорости движения, а для установленного интервала, т. е. алгоритм оптимизации находит минимальное значение критерия качества среди серий расчетов; каждая из которых представлена набором скоростей из рассматриваемого диапазона.

В ходе оптимизации выдается необходимая информация и ведется запись ее в журнал истории. Эта информация может быть использована для старта оптимизации с данной точки, а также для присвоенного полученного оптимального значения соответствующим элементам расчетной схемы для выполнения задач анализа, рассмотренных выше.

По результатам оптимизации формируются кривые средних квадратических ускорений объекта с параметрами, принятыми в начальной точке процедуры оптимизации, и при найденных оптимальных параметрах.

Расчет критериев виброзащиты шасси и водителя

Приведем расчет колебаний мобильной многоосной машины для снаряженного (С) и груженого (Г) состояний по критериям вибронагруженности шасси и водителя.

На рис. 1, 2 представлены машина и ее расчетная схема. Следуя выбранной структуре расчетной схемы автомобиля, задаются информацией о подрессоренных массах шасси, кабины и сиденья водителя (масса сиденья + масса водителя), о моментах инерции шасси и кабины относительно предлагаемых осей, а также определяются основные геометрические размеры конструктивных узлов мобильной машины, характеристики упругих и диссипативных элементов подрессоривания шасси и отдельных узлов машины.

Рис. 1. МАЗ 6513АВ

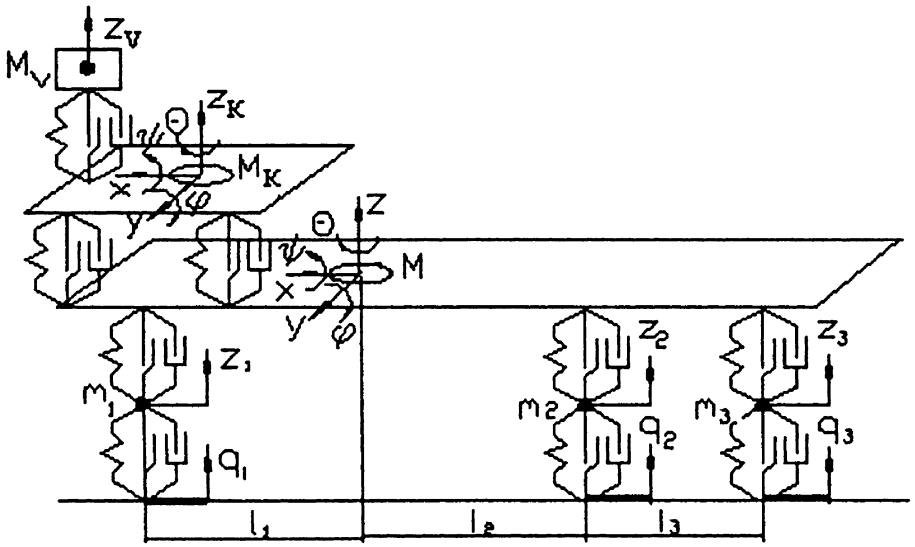


Рис. 2. Расчетная схема самосвала:

M_v — масса водителя; $M_К$ — масса кабины; M — масса шасси; m_1, m_2, m_3 — массы неподрессоренных частей по осям 1—3; Z_v, $Z_К$ — вертикальные перемещения соответственно сиденья водителя, кабины; Z_1, Z_2, Z_3 — вертикальные перемещения осей 1—3; Z — вертикальные перемещения ЦМ шасси; q_1, q_2, q_3 — возмущения осей

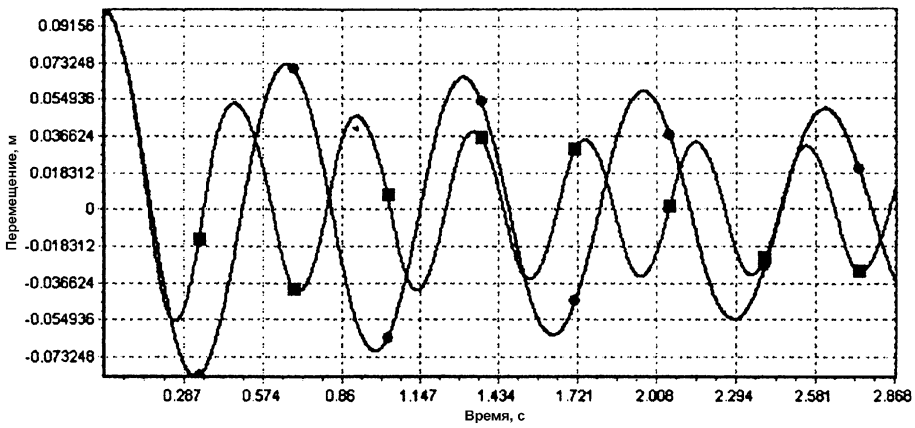


Рис. 3. Вертикальные перемещения ЦМ автомобиля:

—■— — снаряженного; —●— — груженого

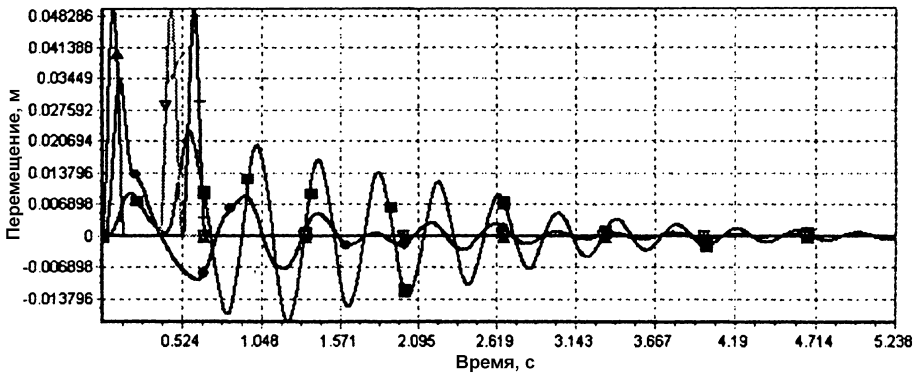


Рис. 4. Переезд неровности машиной в снаряженном состоянии:

вертикальные перемещения: —■— — подрессоренной массы машины; —●— — 1-го колеса, левый борт; —▲— — возмущения колес левого борта; —▽— — 2-го; —+— — 3-го

На рис. 3 приведены свободные колебания центра масс (ЦМ) снаряженного (С) и груженого (Г) автомобиля, определяемые начальными условиями: $z|_{t=0} = z_0 = 0{,}1$ м, $\dot{z}|_{t=0} = \dot{z}_0 = 0$ м.

Анализ свободных колебаний позволяет установить частоту вертикальных колебаний шасси для снаряженного и груженого состояний, а также коэффициент затухания колебаний. Параметры свободных колебаний даны в табл. 1. Очевидно, трение без смазочного материала в балансирной подвеске не обеспечивает достаточное затухание свободных колебаний.

При проектировании ходовой части машины представляют интерес переходные процессы, связанные с переездом единичной неровности на заданной скорости движения. На рис. 4 приведены временные реализации перемещений ЦМ машины в снаряженном состоянии при переезде короткой единичной неровности длиной $L = 1{,}5$ м и высотой $A = 0{,}05$ м со скоростью $V_a = 36$ км/ч.

Установившиеся колебания ходовой части машины, возбуждаемые периодическими дорожными неровностями различной длины, скорости движения позволяют построить АЧХ, с помощью которых можно выделить резонансные области и оценить уровни колебательных процессов в различных точках несущего основания. На рис. 5 показаны АЧХ ускорений в ЦМ шасси, над первой осью и над площадкой крепления балансира для двух состояний автомобиля: снаряженного и груженого. Видно, что значительные уровни вертикальных

Таблица 1

Параметры свободных колебаний ходовой части машины

Состояние автобиля	Частота, Гц	Коэффициент затухания
Снаряженное Груженое	2,27 1,55	0,019 0,016

Таблица 2

Параметры корреляционных функций дорог

Тип дороги	Среднее квадрическое значение высоты неровности σ_q, м	A_1	A_2	α_{1e}, $м^{-1}$	α_{2e}, $м^{-1}$	β_e, $м^{-1}$
Асфальт Булыжник	0,01 0,017	0,65 1,0	0,35 0,0	0,25 0,1	0,05 0,01	0,6 0,23

Примечание. Параметры корреляционной функции: A_1, A_2 — амплитуды; α_{1e}, α_{2e}, β_e — частотные характеристики.

ускорений наиболее четко проявляются в области частот 3—6 Гц для незагруженного автомобиля, и при этом наибольшие значения ускорений наблюдаются в ЦМ и задней части шасси. Для загруженного автомобиля значительно снижаются ускорения, их распределение по длине шасси более равномерное, а максимум смещается в низкочастотную зону — в полосу частот 1,1—1,6 Гц.

Практический интерес при исследовании динамических процессов в ходовой части машин представляют колебания, обусловленные случайным характером распределения высот и длин неровностей. Методика проведения компьютерного моделирования в этом случае состоит в формировании табличной реализации требуемой дороги, выборе наблюдаемых фиксированных фазовых переменных либо произвольных точек шасси, непосредственно проведении расчета и обработке полученных временных случайных реализаций с помощью методов корреляционного и спектрального анализа. Кроме этого, представляется возможным выполнить дисперсионный анализ, т. е. построить зависимость распределения средних квадратических значений перемещений, скоростей, ускорений, усилий в наблюдаемых точках ходовой части от скорости движения мобильной машины.

Рассмотрим динамические процессы, происходящие в ходовой части исследуемой мобильной машины при движении по двум типам дорог, параметры которых приведены в табл. 2.

На рис. 6 показаны соответственно для снаряженного и груженого состояний машины распределения средних квадратических ускорений в ЦМ машины, над 1-й осью и над точкой установки балансира в зависимости от скорости движения и от типа выбранной дороги.

Сравнивая полученные зависимости для двух рассматриваемых состояний машины видно, что уровни ускорений над 1-й осью во всем скоростном диапазоне достаточно постоянны. Для снаряженного состояния при скоростях 25—70 км/ч меньшие ускорения наблюдаются в ЦМ машины. В груженом состоянии наименьшие ускорения во всем скоростном диапазоне выделяются в передней части машины.

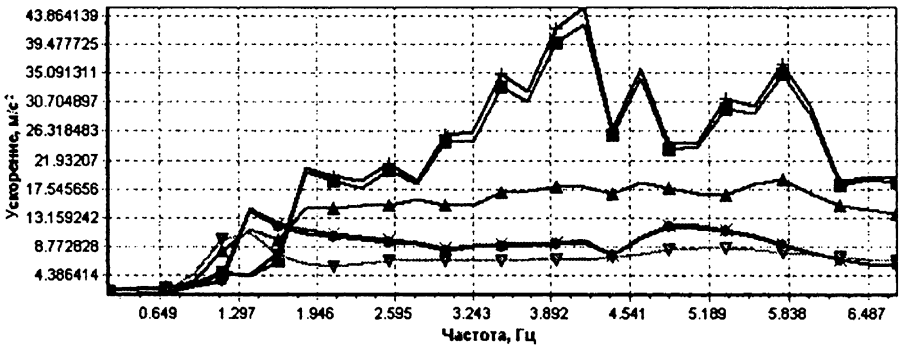


Рис. 5. АЧХ вертикальных ускорений шасси машины:

—■— — ЦМ снаряженной; —●— — ЦМ груженой; рабочей площадки над осью: —▲— — 1-ой снаряженной машины; —▽— — 1-ой — груженой машины; —+— — 2-ой снаряженной машины; —×— — 2-ой груженой машины

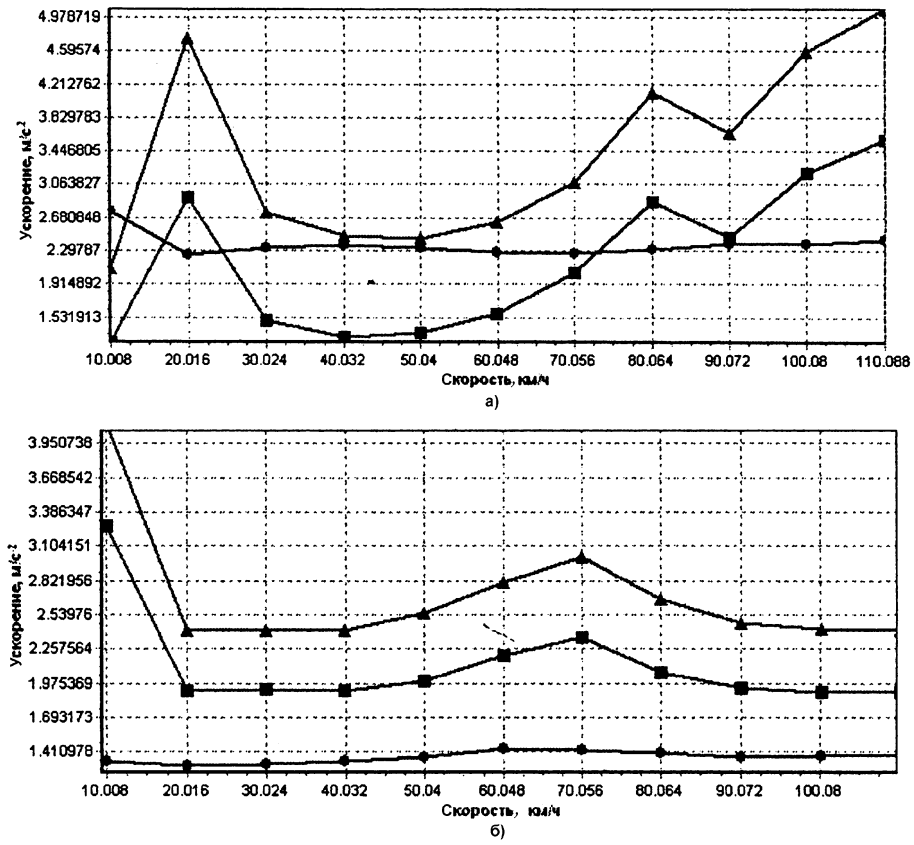


Рис. 6. Вертикальные ускорения в различных точках шасси машины при движении по асфальту:

а — снаряженной; б — груженой; —■— — ЦМ; —●— — над 1-ой осью; —▲— — над балансиром

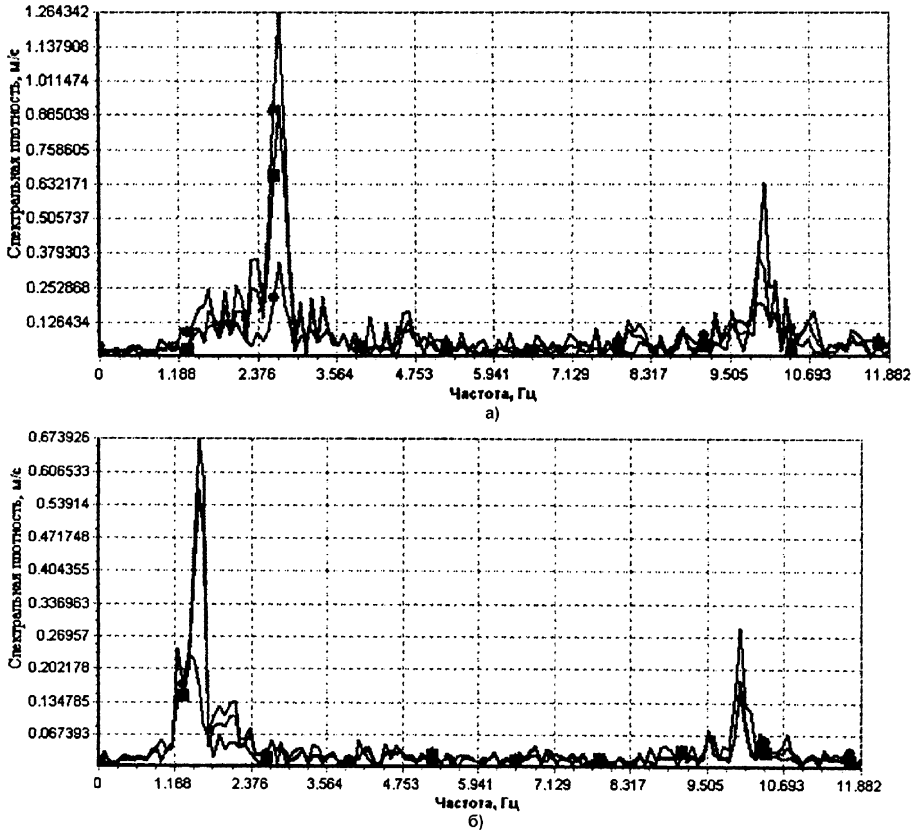


Рис. 7. Спектральные плотности ускорений машины при движении по асфальту со скоростью 60 км/ч:

—■— — ЦМ машины; —●— — над 1-ой осью; —▲— — над балансиром

Расширенную информацию о частотном составе анализируемых временных реализаций колебательных процессов наблюдаемых по результатам спектрального анализа. На рис. 7 представлены спектральные плотности вертикальных ускорений в рассматриваемых точках шасси снаряженной и груженой машины при скорости движения 60 км/ч.

Из рис. 7 видно, что в спектрах, соответствующих снаряженному и грузовому состояниям машины, отмечаются два максимума: низкочастотный и высокочастотный. Высокочастотный создается на частоте дорожного возмущения, низкочастотный определяет собственные колебания системы. Видно также, что амплитудные значения ускорений выше в ЦМ в передней части машины, чем в задней, а также, что мощность спектра больше у снаряженной машины, чем у груженой.

Для оценки вибраций, испытываемых водителем (пассажиром), определяются вертикальные и горизонтальные виброускорения в октавных или третьоктавных полосах частот. На рис. 8 представлены результаты октавного анализа вертикальных виброускорений на сиденье водителя в сравнении с допустимыми ускорениями по ГОСТ. Приведенные распределения ускорений по октавным полосам показывают, что при движении снаряженного автомобиля по данной асфальтовой дороге со скоростями выше 50 км/ч в первых четырех октавах наблюдаются нарушения сани-

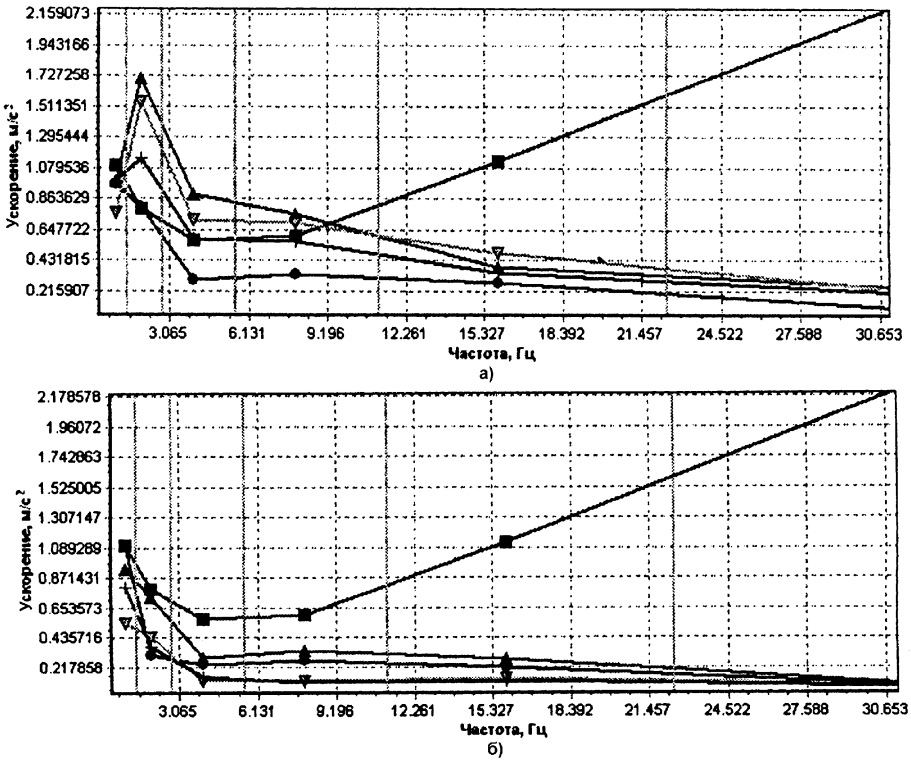


Рис. 8. Виброускорения сиденья водителя машины при движении по асфальту с разными скоростями:

а — снаряженная; б — груженая; —■— — по ГОСТ; —●— — V = 50 км/ч; —▲— — V = 60 км/ч; —▽— — V = 70 км/ч; —+— — V = 80 км/ч

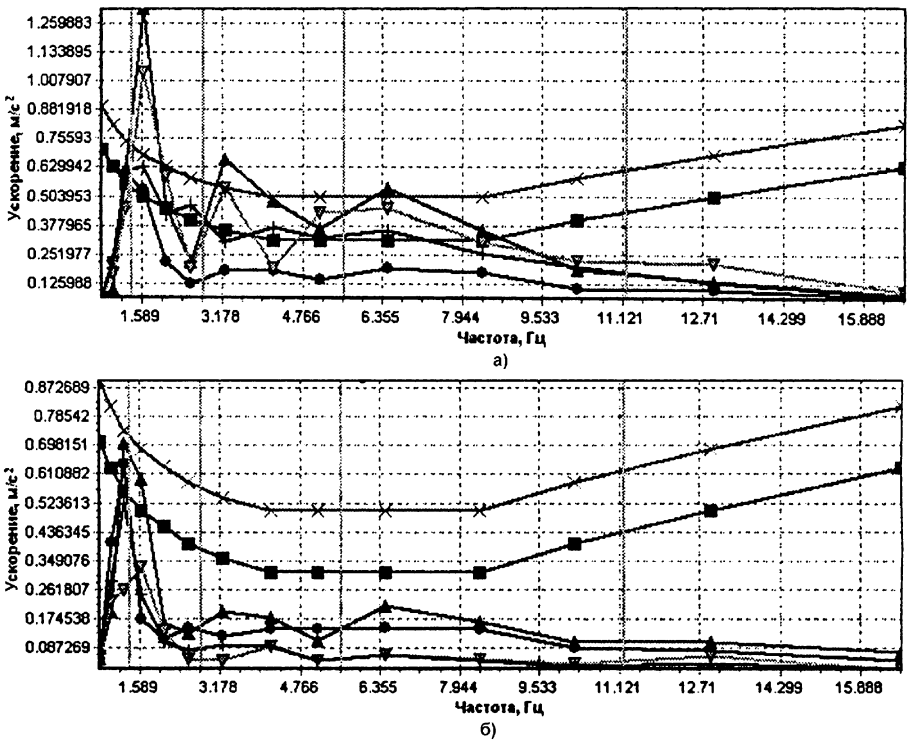


Рис. 9. Виброускорения водителя при движении по асфальту машины с разными скоростями:

а — снаряженной; б — груженой; —■— — по ГОСТ (8 ч); —●— — V = 50 км/ч; —▲— — V = 60 км/ч; —▽— — V = 70 км/ч; —+— — V = 80 км/ч; —×— — по ГОСТ (6 ч)

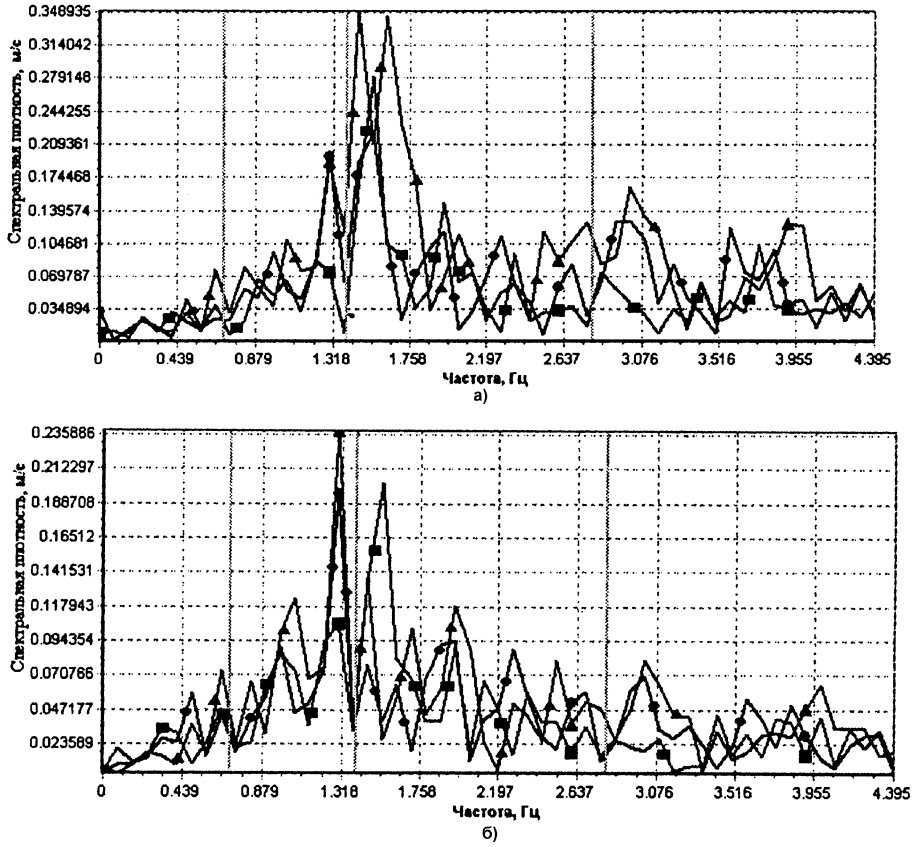
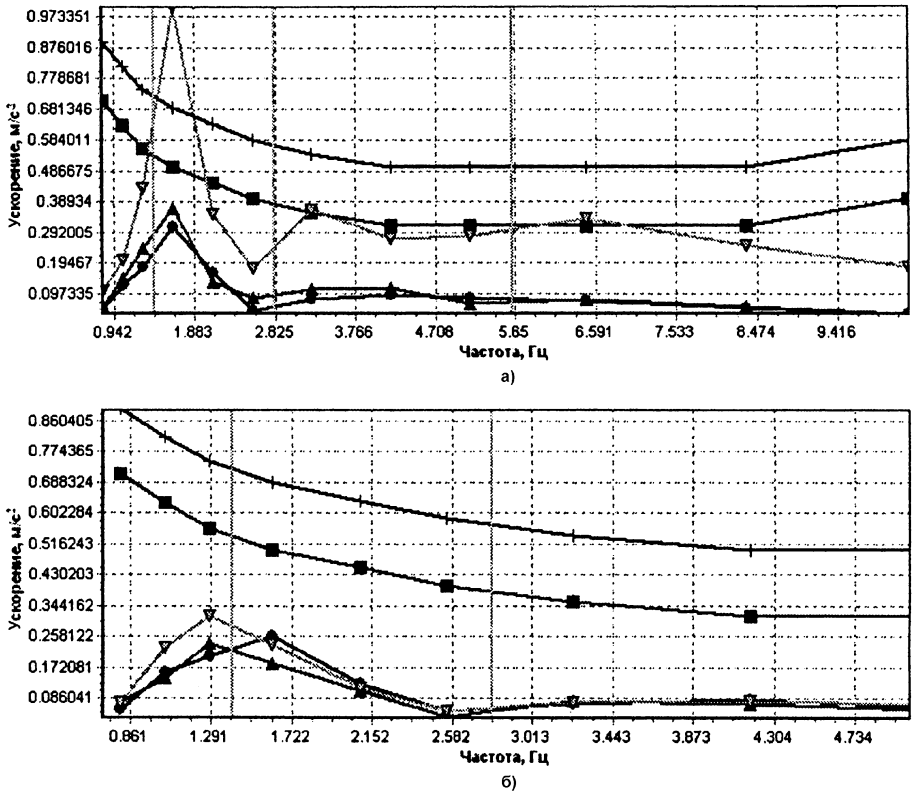


Рис. 10. Виброускорения над 1-й осью машины при движении по булыжному шоссе с разными скоростями:

а — снаряженной; б — груженой; —■— — V = 20 км/ч; —●— — V = 30 км/ч; —▲— — V = 40 км/ч



тарных норм. В груженом состоянии (см. рис. 6, б и 7) при всех расчетных скоростях ускорения водителя удовлетворяют требуемым нормам.

Результаты третьоктавного анализа вертикальных виброускорений сиденья водителя представлены на рис. 9. На этих рисунках приведены также санитарные нормы безопасных условий для водителя при 6- и 8-часовой продолжительности работы. Как видно, уровни виброускорений на сиденье водителя снаряженной машины превышают допустимые при 6-часовой работе на скоростях 60 и 70 км/ч. В груженом состоянии с 6-и часовой работой нормы виброускорений не превышаются. Наблюдается незначительное превышение на скоростях 50 и 60 км/ч при 8-часовой длительности работы.

Приведенные выше оценки плавности хода и вибронагруженности водителя получены для автомобиля, эксплуатируемого на дорогах с асфальтовым покрытием при изменяющихся нагрузочных состояниях ходовой части машины с заданной системой подрессоривания. Рассмотрим также и другие возможные условия функционирования данного динамического объекта, в частности, при движении по булыжному шоссе, параметры которого приведены в табл. 2.

На рис. 10 показаны спектры соответственно для снаряженного и груженого состояний вертикальных ускорений рабочей

Рис. 11. Виброускорения водителя (третьоктавный анализ) при движении машины по булыжному шоссе:

а — снаряженной; б — груженой; —■— — по ГОСТ (8 ч); —●— — V = 20 км/ч; —▲— — V = 30 км/ч —▽— — V = 40 км/ч; —+— — ГОСТ (6 ч)

площадки шасси над 1-й осью, полученные при движении автомобиля по булыжному шоссе со скоростями 20, 30, 40 км/ч.

Кривые, приведенные на рис. 11, позволяют определить вибронагруженность водителя, управляющего порожним и груженым автомобилем при движении с различными скоростями по булыжному шоссе и в зависимости от продолжительности работы. Видно, что в снаряженном состоянии машины при скорости 40 км/ч вертикальные ускорения сиденья водителя превышают допустимые значения во 2-й октавной полосе частот примерно в 2 раза. В других октавных полосах отклонения от требуемых норм практически не происходит. Для груженого автомобиля при движении по булыжному шоссе вибронагруженность водителя соблюдается во всем частотном диапазоне.

Снижение вибронагруженности рабочего места водителя

В отдельных случаях нагружения и условиях воздействия внешней среды нарушаются требуемые нормы международных правил и документов по плавности хода и вибронагруженности водителя при эксплуатации мобильных машин. В связи с этим необходимо выполнить оптимизационные расчеты параметров элементов ходовой части для снаряженного состояния автомобиля по критериям вибронагруженности шасси и водителя.

Произведем оптимизацию параметров подрессоривания кабины по критерию наименьших средних квадратичных ускорений на полу кабины на месте установки сидения водителя при движении машины по дороге с асфальтовым покрытием в скоростном диапазоне от 50 до 90 км/ч.

В соответствии с алгоритмом оптимизации будем учитывать ограничения на оптимизируемые параметры 1-го и 2-го рода. Удовлетворение ограничений 1-го рода гарантирует невыход оптимизируемых параметров за допустимые границы. Ограничения 2-го рода (пробой подвески при ходе сжатия и зависание колес при ходе отбоя) характеризуются некоторыми заданными пороговыми величинами и вероятностями невыхода заданных функционалов от фазовых координат за граничные значения.

Ограничения на деформации упругих элементов задаются выражениями:

$$P_{1il}[\Delta_- \leqslant \Delta_{il}(t) \leqslant \Delta_+$$

$$\text{для всех } 0 \leqslant t \leqslant \mathrm{T}] \geqslant \overline{P_{1i}};$$

$$l = 1, 2;\ i = 1, ..., n,$$

где Δ_{1-}, Δ_{1+} — заданные динамические ходы отбоя и сжатия соответственно; $\overline{P_{1i}}$ — заданные вероятности невыбросов. Так, например, $\overline{P_1} = \overline{P_{1i}} = 0{,}995$. Здесь вероятности приняты одинаковыми для подвесок всех осей; T — время наблюдения.

Ограничения на пробой подвески при ходе сжатия характеризуются вероятностями невыбросов:

$$P_{sil}[\Delta_+ \leqslant \Delta_{il}(t)$$

$$\text{для всех } 0 \leqslant t \leqslant T] \geqslant \overline{P_{1si}};$$

$$l = 1, 2;\ i = 1, ..., n,$$

где $\overline{P_{1si}}$ — заданная вероятность непробоев подвески на ходе сжатия.

Вероятности непробоев подвески при ходе сжатия и вероятности зависания упругих элементов при ходах отбоя характеризуют эффективность работы упругих элементов.

Ограничения на отрыв колес характеризуются вероятностью невыбросов:

$$P_{2il}[\delta_{il})t) \leqslant \delta_{si}$$

$$\text{для всех } 0 \leqslant t \leqslant \mathrm{T}] \geqslant \overline{P_{2i}};$$

$$l = 1, 2;\ i = 1, ..., n,$$

где $\overline{P_{2i}}$ — заданные вероятности неотрывов колес. Так, например, $\overline{P_2} = \overline{P_{2i}} = 0{,}995$; δ_{si} — статический прогиб il-й шины колеса. Для

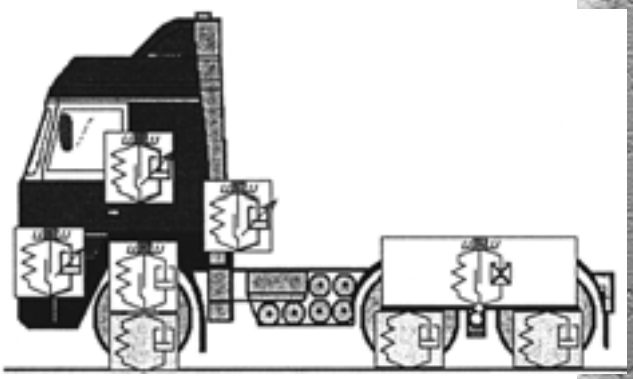


Рис. 12. Расчетная схема визуализации оптимизированных параметров

малых колебаний $\delta_{si} = (m_{1il} + m_{2il})g/c_{2il}$, c_{2il} — жесткость шины в нормальном направлении в статическом положении системы.

В качестве оптимизируемых параметров были выбраны коэффициенты вязкого сопротивления амортизаторов кабины и сиденья водителя на сжатие и отбой. Оптимизация параметров амортизаторов осуществлялась для каждой опоры при их идентичности с левого и правого бортов кабины (рис. 12)

Список оптимизируемых параметров, их начальные, текущие и граничные значения, а также динамика процесса оптимизации и интерфейсные элементы управления ходом оптимизации показаны на рис. 13.

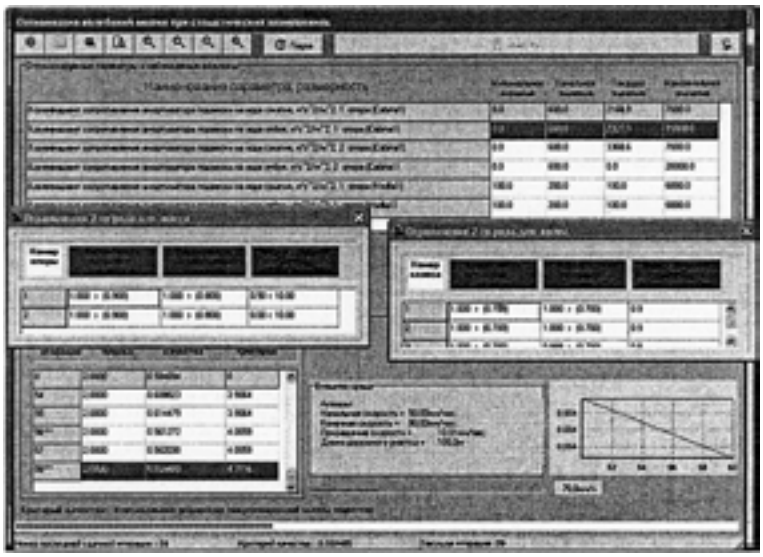


Рис. 13. Интерфейс управления процессом оптимизации

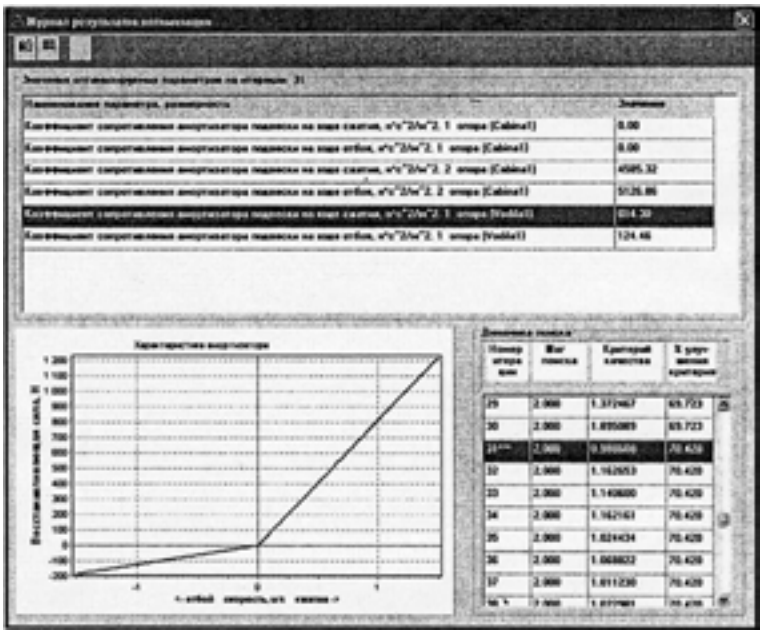


Рис. 14. Журнал регистрации результатов оптимизации

История оптимизации, включающая полученные значения параметров, соответствующие им значения критерия качества и номер итерации, сохраняется в журнале оптимизации, имеющем вид, показанный на (рис. 14).

Оптимальные параметры получены на 31-й итерации вычислительного процесса. При этом достигнутое улучшение критерия качества составило 70,4 % по сравнению с критерием, соответствующим исходным значениям оптимизируемых параметров (0-я итерация).

В результате получены следующие параметры амортизаторов:

для передних опор кабины амортизатор исключается;

для задних опор кабины

$$k_c = 4585{,}3 \text{ нс/м},$$
$$k_o = 5626{,}9 \text{ нс/м};$$

для амортизатора сиденья водителя

$$k_c = 814{,}4 \text{ нс/м},$$
$$k_o = 124{,}5 \text{ нс/м},$$

где индексы с и о означают сжатие и отбой

На рис. 15, 16 приведены характеристики амортизаторов задней опоры кабины и сиденья водителя с параметрами, полученными в процессе оптимизации.

На рис. 17. приведены значения средних квадратичных ускорений на полу кабины на месте установки сиденья водителя при движении автомобиля по асфальтовой дороге со скоростями от 10 до 80 км/ч. Из рис. 17 видно, что амортизаторы, параметры которых получены в результате расчетов, позволяют снизить средние квадратичные ускорения в заданной точке кабины во всем скоростном диапазоне движения машины.

На рис. 18 представлены результаты третьоктавного анализа вибронагруженности водителя при подрессоривания кабины и сиденья водителя с параметрами амортизаторов, полученными в ходе оптимизации.

Сравнивая результаты третьоктавного анализа, приведенные на рис. 9, а и 17,

можно установить степень снижения вибронагруженности вертикальных ускорений на сиденье водителя при установке амортизаторов с параметрами, полученными в ходе оптимизации.

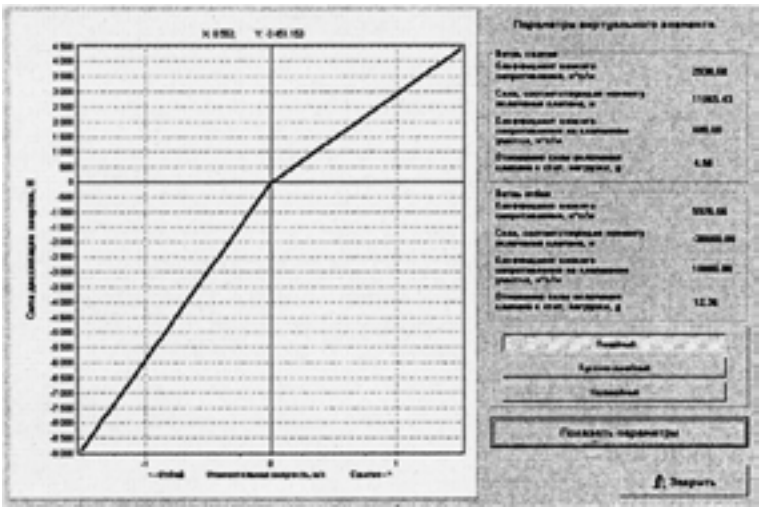


Рис. 15. Характекристика амортизатора задней опоры подвески кабины

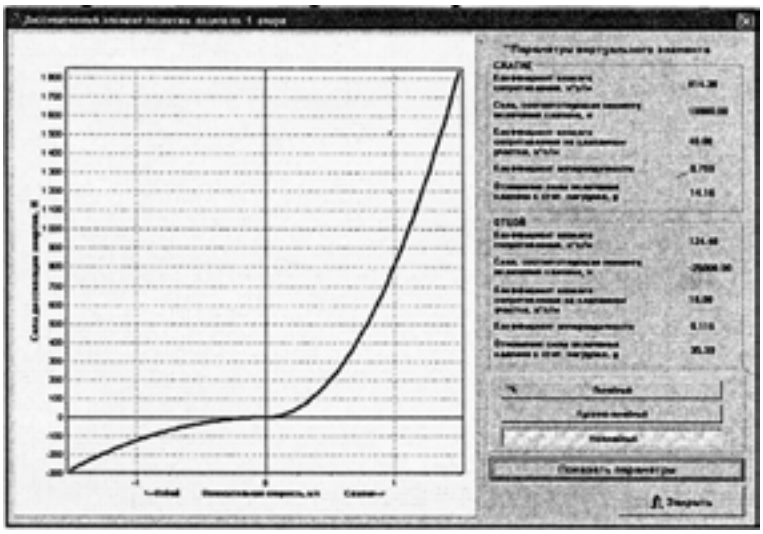


Рис. 16. Характеристика амортизатора сиденья водителя

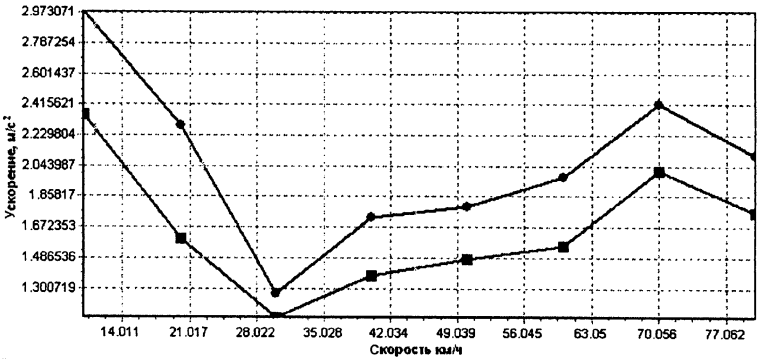


Рис. 17. Ускорения рабочей площадки пола кабины в месте установки сиденья водителя:

—■— — оптимальные параметры;
—●— — исходные параметры

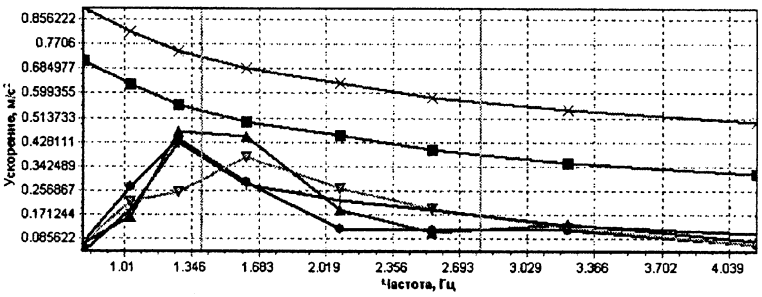


Рис. 18. Виброускорения водителя снаряженной машины с оптимальными параметрами амортизаторов кабины и сиденья водителя (третьеоктавный анализ):

—■— — по ГОСТ (8 ч); —●— — $V = 50$ км/ч; —▲— — $V = 60$ км/ч; —▽— — $V = 70$ км/ч; —+— — $V = 80$ км/ч; —×— — по ГОСТ (6 ч)

Abstracts of articles

2 *Ryabov I. M., Chernyshov K. V., Kovalyov A. M.* Choice of parameters of a dynamic quencher of fluctuations of a wheel taking into account change of rigidity of the tire while in
The paper is devoted to research of the parameters of the dynamic vibration absorber wheel, subject to change the tire rate during operation. Received amplitude-frequency characteristic of acceleration of sprung mass, subject to permanence behaviors of the dynamic vibration absorber wheel in different value of self-resonant frequency of the unsprung masses and carried out their analysis.
Keywords: vibrations, car suspension, dynamic vibration absorber, spring rate, damping, acceleration of sprung mass

6 *Matveenko V. V., Pylyov V. A.* Development of the theoretical economical automotive diesel engines models of exploitation for the piston resource strength forecasting system
By the polygons consolidation of detailed automobile and tractor diesels models of exploitation, that carried out on the base of piston temperature state analysis, economical theoretical stationary mid and low level of complexity models of exploitation were getting. Syntheses of appropriate non-stationary models were made. Learned, mid level models usage in the design process allow to reduce amount of calculated information up to 1,5—2 times, but for low level models — up to 1,8—2,7 times.
Keywords: model of exploitation, automotive diesel, piston, temperature state, resource strength

9 *Garmay A. S., Galchenko V. P.* Modernization of internal combustion engines, gas-turbine engines with use Electric plasma-chemical technologies for maintenance of work on various carbon-hydrogen contain fuel, including local fuel, marsh-gas and synthesis-gas.
Experimentally-theoretical bases Electric plasma-chemical technologies of the organization of ignition and effective combustion carbon-hydrogen contain fuel are developed, practical introduction is realized. The operating working samples proving an opportunity of practical application new economy of fuel technology in modernization of existing engines of all types and development new, essentially surpassing on profitability, reliability, resource and power are produced.
Keywords: electric plasma-chemical generator, regulator of submission of fuel and air, degree destruction, decomposition initial fuel, chemical activity of a gas mixture, opportunity of work of engines on various fuel

13 *Markov V. A., Stremyakov A. V., Akimov V. S., Shumovsky V. A.* Computational analysis for fuel supply process in a diesel engine equipped with sprayers with different shapes of fuel channels
A tested sprayer design offering better characteristics of fuel supply and injection processes is presented. Computational analysis of fuel supply process in the diesel engine equipped with standard and tested sprayers is carried out. The results of experimental research on the D-245.12C diesel engine with standard and tested sprayers are demonstrated.
Keywords: diesel engine, fuel injection process, diesel fuel, injector, sprayer, spraying, mixture forming

18 *Barskiy I. A., Shatalov I. K., Markov V. A., Maldonado P. R. V.* Turbocharge Control in Automobile Engines
The effectiveness of various turbocharge control methods is studied. The necessity of ensuring compressor stable operation is shown. A compressor with vaned and vaneless diffusers, the blades having different rotation angles, is tested. Diffuser blades rotation doubles the compressor stable operating range with the compressor efficiency staying unchanged. One of the potentially used turbocharger control devices is a diffuser blades rotation controller equipped with a blades position detector representing a two-hole tip.
Keyword: diesel engine, turbocharge control, turbine, centrifugal compressor, diffuser turning blades

24 *Maksimenko A. N., Kutuzov V. V., Berdnikov D. V., Fedosov A. N., Senturov V. V., Lopatin A. B.* Evaluation stage operation life cycle loader Amkodor 332
In the article the method of determining the operating time of construction and road machines to payback for their purchase and operating time of maximum profit and the feasibility of repairing the example loader Amkodor 332.
Keywords: exploitation, loader Amkodor 332, recoupment operating time, stage exploitation of life cycle, repair, diagnostics, profit, write-off

28 *Segeda S. V., Devochkin O. V.* Formation of information signals for a system of active safety vehicle
The article describes an example implementation of the system for collecting information about traffic situation. For information use the camera. To determine the distance using stereo vision. This paper describes only the circuit solutions, without describing the algorithms.
Keywords: car security, system information, stereo vision, DSP

34 *Trembovel'sky L. G.*
In the article is given review of normative acts in Europe and USA and estimation methods. Specifics in the estimation for the automobile of $M_2N_2M_3$ and N_3 category are noted. It is supposed estimation method which relay on corresponding statistical treatment of engine bench test results. Besides, it is given short review of the directions for the economic security improvement.
Keywords: burnt gases, rated components, standards, cycles, trends, reagent, hybrid technology

38 *Zakharik J. M., Zakharik A. M., Gursky N. N.* Calculation of smoothness movement mobile cars indicators
Method of calculations of smoothness indicators of mobile cars movement is resulted. Criteria vibroprotection chassis and driver are defined. Decrease method vibroloading workplace of driver is developed. Optimisation of parameters of mobile car suspension is considered.
Keywords: analysis, car, characteristic, chassis, criterion, fluctuations, model, optimisation, structure, vibroloading, vibroprotection

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *М. Г. Джавадян*

Сдано в набор 19.01.2011. Подписано в печать 05.03.2011. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,87. Тираж 150 экз.

Отпечатано в ООО «Белый ветер», 115407, г. Москва, Нагатинская наб., д. 54, пом. 4