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

Учредитель

ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора И. А. Хороманская

Редакционный совет

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

Журнал зарегистрирован в Роскомнадзоре. Регистрационный номер ПИ № ФС77-42764 от 26 ноября 2010 г.

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

Конструкция

- **2** Яманин И. А., Яманин А. И., Чабуткин Е. К., Калаева С. З., Жаров А. В. Амортизатор с управляемыми демпфирующими свойствами
- Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В. Новые светодиодные фонари для систем освещения и сигнализации в транспортных средствах
- Чернышов К. В., Рябов И. М., Залимханов Т. Б., Муртузов М. М. Изменение давления и концентрации кислорода в процессе диффузии воздуха из шины
- **Курманов** П. В. Марков В. А. Управление подачей топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля

Исследование. Расчет

- **Свистула А. Е., Матиевский Г. Д.** Улучшение рабочего процесса дизеля при двойной подаче топлива
- **34** *Шатров М. Г., Яковенко А. Л.* Исследование влияния скоростного режима работы ДВС на уровень его структурного шума

Испытания

Капуста П. П., Верес А. И., Слабко И. А. Экспериментальные исследования сопротивления усталости и разработка новой сборной конструкции рамы двухосного магистрального тягача с повышенным ресурсом

Информация

- Пащенко Ф. Ф., Круковский Л. Е., Торшин В. В. Транспортное средство с волновым движением опорной поверхности
- 48 Abstracts of articles

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

~2011

УДК 62.26 И. А. Яманин, мл. н. с., А. И. Яманин, д-р техн. наук, Е. К. Чабуткин, С. З. Калаева, А. В. Жаров, канд-ты техн. наук; Ярослав. ГТУ Е-mail: a_yam@mail.ru

Амортизатор с управляемыми демпфирующими свойствами

Предложена конструкция амортизатора с управляемыми упругодемпфирующими свойствами на основе магнитореологической жидкости. Регулирование демпфирующих свойств амортизатора производится за счет изменения физических свойств магнитной жидкости. Это обеспечивается переменным магнитным полем, формируемым катушкой. Показана эффективность данного амортизатора для гашения вибрации.

Ключевые слова: амортизатор, магнитная жидкость, переменные упругодемпфирующие свойства, вибрация.

В различных отраслях техники, объекты которой работают в условиях переменных скоростных и нагрузочных режимов, могут возникать потребности изменения демпфирующих свойств амортизирующих опор. Так, показано, что в двигателях с переменными степенью сжатия и(или) рабочим объемом при изменении значений последних меняются частотные спектры виброперемещений, виброскоростей и виброускорений [1]. Это может свидетельствовать о том, что традиционные автомобильные резинометаллические амортизаторы будут эффективны не на каждом скоростном и (или) нагрузочном режиме работы двигателя. Установлено также, что переходный процесс перемены степени сжатия при работе двигателя может сопровождаться значительными кратковременными нагрузками [2]. В связи с этим высказывается гипотеза о разработке амортизатора, демпфирующими свойствами которого можно было бы управлять.

Частично указанными свойствами обладают жидкозаполненные амортизаторы, рабочей средой которых являются магнитные (магнитореологические) жидкости¹, способные взаимодейство-

вать с магнитным полем [3]. Принцип действия таких амортизаторов часто основан на явлении устойчивой магнитожидкостной левитации — выталкивании немагнитных тел из магнитной жидкости под действием магнитного поля. При этом последняя выполняет роль упругого и демпфирующего элемента. Конструкции таких амортизаторов весьма сходны; одна из них включает (рис. 1) корпус 1 с полостью, заполненной магнитореологической жидкостью и разделенной поршнем 2 со штоком 3 на две части. Обе части полости соединены каналом 4. В поршне установлен

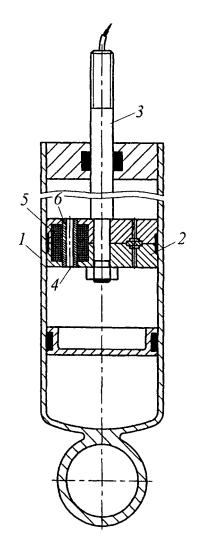


Рис. 1. Конструктивная схема амортизатора по пат. РФ 2068513 [4]

 $^{^{\}rm l}$ Коллоидный раствор получают диспергированием в жидкой среде наночастиц магнетита, покрытых для стабилизации дисперсной системы поверхностно-активным веществом.

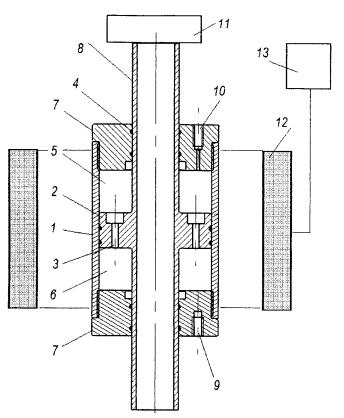


Рис. 2. Схема управляемого амортизатора

электромагнит (обмотка 5 и сердечник 6). Магнитное поле создается в канале 4 так, что силовые линии направлены вдоль оси амортизатора. Ток в обмотке магнита изменяется в зависимости от скорости перемещения поршня [4].

К преимуществам амортизаторов левитирующего типа относятся широкий диапазон собственных частот, малая собственная масса, высокие значения логарифмических декрементов затухания и пр. Однако во всех известных конструкциях эффективное гашение вибрации наблюдается на какой-либо одной частоте.

С учетом этого высказана гипотеза о возможности использования способности магнитной жидкости изменять значения физико-технических характеристик для управления упругими и демпфирующими свойствами амортизатора [5]. Предложена принципиальная схема такого амортизатора, спроектирован, изготовлен и испытан опытный образец (рис. 2).

В цилиндрическом корпусе 1 амортизатора находится поршень 2 с системой ка-

либрованных каналов 3, разделяющий внутренний объем корпуса на две камеры 5 и 6, заполненные магнитной жидкостью (для заполнения служат отверстия 10). Герметичность полостей 5 и 6 обеспечивается уплотнениями 4 в крышках 7. Корпус амортизатора охватывается катушкой 12, напряжение на которой регулируется блоком управления 13. Поршень 2 выполнен заодно со штоком 8, который присоединяется к опорной лапе 11 двигателя с датчиком виброускорений. Амортизатор резьбовыми соединениями 9 крепится к подмоторной раме транспортного средства.

Гашение колебаний двигателя производится за счет дросселирования магнитной жидкости при ее перетекании между камерами 5 и 6 через каналы 3. Регулирование демпфирующих свойств амортизатора на различных режимах работы двигателя и при перемене значе-

ний степени сжатия ϵ и рабочего объема V_h , производится за счет изменения физических свойств магнитной жидкости. Это обеспечивается переменным магнитным полем, формируемым катушкой, управляемой блоком 13.

Демпфирующие свойства амортизатора могут регулироваться на различных скоростных и нагрузочных режимах путем изменения вязкости жидкости.

Для первоначальной оценки свойств управляемого амортизатора проведены две серии опытов. Первоначально при помощи системы "Алмаз" (разработка ЗАО "Локомотив", г. Ярославль) определена эффективность амортизатора при его ударном нагружении с постоянной частотой возбуждения. Для этого при различных напряжениях в обмотках катушек (при этом изменяется вязкость магнитной жидкости¹) датчиком АР57, фикси-

 $^{^{1}}$ Под действием переменного магнитного поля напряжением 50—200 В динамическая вязкость изменяется в 1,5 раза — от 61 до 42 Па \cdot с.

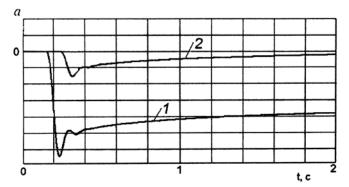


Рис. 3. Изменение амплитуды виброускорения поршня опытного амортизатора при значениях напряженности магнитного поля:

1 - 10 B; 2 - 30 B

ровались виброускорения, измеряемые на свободном торце штока амортизатора. Установлено, что при изменении напряжения на обмотках катушек на 20 В амплитуды виброускорений изменяются более, чем в 4 раза, а переходный процесс становится близким к апериодическому; это свидетельствует о значительных потенциальных возможностях гашения амортизатором ударных нагрузок (рис. 3).

Проведен анализ амплитудно-частотных характеристик амортизатора на вибростенде, обес-

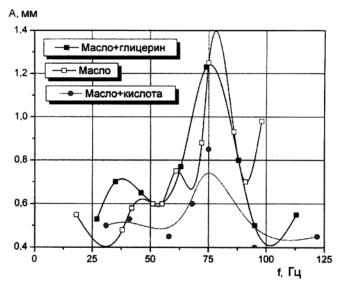


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика амортизатора с различными магнитными жидкостями и постоянной напряженности магнитного поля

печивающем изменение частоты возбуждения. При этом помимо изменения напряжения в обмотках амортизатор снаряжался различными жидкостями. Выяснено, что при разных основах магнитной жидкости, а также различных значениях напряжений на обмотках катушек (0—70 В) существенно изменяются демпфирующие свойства амортизатора (рис. 4), что позволяет использовать его в установках, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов: при указанном изменении напряжения амплитуды виброускорений изменяются более чем в 4 раза.

Установлено, что с помощью магнитной жидкости может быть осуществлено управление демпфирующими свойствами амортизатора в частотном диапазоне (приращения частот) 10-15 Гц, что соответствует изменению вращающего возмущающего усилия в пределах 600-900 мин⁻¹.

Таким образом, обоснована гипотеза о целесообразности применения амортизирующих опор с управляемыми демпфирующими свойствами.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Кутенев, В. Ф.** Виброактивность двигателей с переменными степенью сжатия и рабочим объемом [Текст] / В. Ф. Кутенев, И. А. Яманин, А. И. Яманин // Двигатели и экология: Сб. науч. тр. М.: Изд-во НАМИ, 2007. Вып. 238. С. 136—143.
- 2. **Яманин, И. А.** Моделирование переходного процесса перемены степени сжатия в поршневом двигателе [Текст] / И. А. Яманин, А. И. Яманин, А. В. Жаров // Образование и наука в региональном развитии. Материалы научно-практической конференции Ч. 1. Рыбинск, РГАТА, 2008. С. 43—49.
- 3. **Такетоми, С.** Магнитные жидкости [Текст] / Такетоми С., Тикадзуми С. М.: Мир, 1993. 272 с.
- 4. Пат. 2068513 Российская Федерация, МПК F16F 6/00. Регулируемый магнитореологический амортизатор [Текст] / Коломенцев А. В., Кордонский В. М., Прохоров И. В.; заявитель и патентообладатель Институт машиноведения им. А. А. Благонравова РАН № 93037841/28; заявл. 1993.07.23; опубл. 1996.10.27.
- 5. Пат. 2354867 Российская Федерация, МПК F16F 6/00, F16F 9/53, F16F 9/504. Динамический гаситель [Текст] / Яманин И. А., Калаева С. З., Макаров В. М., Яманина Н. С., Ерехинская А. Г.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Ярославский государственный технический университет" № 200744950/11; заявл. 03.12.2007; опубл. 10.05.2009, бюл. № 13. 5 с.

Последнее десятилетие характеризуется стремительным внедрением в практику светодиодов светоизлучающих диодов (СИД), которые с большой вероятностью в ближайшем будущем заменят все существующие светильники. Их основными достоинствами являются большой срок службы, превышающий 100 тыс. ч непрерывной работы, высокая механическая прочность, малое тепловыденизкое напряжение ление и питания. Световые приборы на основе СИД компактные, плоские и удобные в установке. Наметилась тенденция к существенному повышению световой отдачи, которая у некоторых последних образцов СИД достигает 120 даже 180 лм/Вт. Это в 10—15 раз больше, чем у ламп накаливания, значительно выше, чем дуговых ламп, и превышает аналогичный показатель у ксеноновых ламп в 2—3 раза, что позволит существенно сэкономить электроэнергию. В перспективе предполагается поднять световую отдачу светодиодов до 250 лм/Вт. Выпускаются приборы, спектр излучения которых охватывает практически все цвета радуги, включая и инфракрасную, и ультрафиолетовую область. Безынерционность делает светодиоды незаменимыми, если требуется высокое быстродействие (например для сигналов торможения автомобиля).

Эти их качества, как кажется, должны способствовать использованию СИД на транспортных средствах (ТС) для осветительных и светосигнальных приборов. Однако их применение в автомобилестроении сдерживается и определенными недостатками светодиодов, которые заключаются в том, что они не выдерживают высокого нагрева корпуса и имеют большую стоимость. Так, средняя удельная стоимость

Новые светодиодные фонари для систем освещения и сигнализации в транспортных средствах

Описан новый тип светодиодных фонарей, которые могут быть использованы в качестве всех имеющихся световых и светосигнальных приборов на транспортных средствах (ТС). В предлагаемом фонаре светодиоды установлены в ряд на печатной плате, прикрепленной с внутренней стороны к рассеивателю. Их световой поток направлен внутрь к отражателю, изготовленному в виде части параболического цилиндра. При их внедрении на ТС потребление энергии снизится примерно в 10 раз

Ключевые слова: светодиоды, фонарь, рассеиватель, отражающая поверхность, транспортное средство (TC), светораспределение, системы освещения в TC, головные фары, световая отдача.

качественных СИД составляет почти 1 руб. за 1 лм и возрастает в геометрической прогрессии по мере увеличения их мощности (для сравнения удельная стоимость ламп накаливания составляет менее 1,5 коп. за 1 лм). Существенно и то, что приборы обладают относительно высоким углом распределения светового потока. Следует иметь в виду, что к светораспределению автомобильных источников света предъявляются достаточно жесткие требования, особенно касательно фар ближнего и дальнего света и противотуманных фар. Применение корректирующих распределение света индивидуальных линз в СИД приводит к дополнительному повышению стоимости светильников. При этом требования к распределению светового потока все равно не вполне удовлетворяются и исправленными СИД. По этим причинам до сих пор светоУДК 629.113 Ф. Ф. Пащенко, д-р техн. наук, проф., Л. Е. Круковский, В. В. Торшин, канд. техн. наук; Институт проблем управления РАН Е-mail: feodor@ipu.rssl.ru



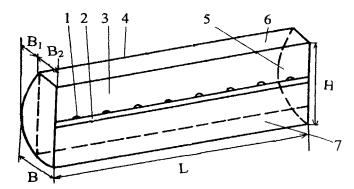


Рис. 1. Трехмерное изображение фонаря:

1 — светодиоды; 2 — печатная плата; 3 — рассеиватель; 4 — поверхность корпуса; 5 — боковые накладки; 6 — верхняя полка; 7 — нажная полка;

диоды не нашли широкого применения, например, в головных фарах, где световой поток должен составлять несколько сотен люменов. И тем не менее происходит поэтапное внедрение светодиодов, которые гарантируют высокий уровень безопасности, что особенно важно при интенсивном дорожном движении.

В Институте проблем управления (ИПУ) РАН РФ разработан новый тип универсальных фонарей, в которых указанные недостатки скомпенсированы, и поэтому способных заменить ими все имеющиеся световые и светосигнальные приборы на ТС. Они пригодны и для изготовления фар дальнего и ближнего света автомобиля.

В предлагаемом фонаре источник света — это светодиоды 1 (рис. 1—3) с широким углом распределения, установленные в ряд на печатной плате 2, представляющей собой полосу, прикрепленную с внутренней стороны к рассеивателю 3. Послед-

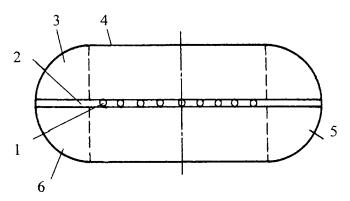


Рис. 2. Фронтальный вид фонаря с боковыми параболоидными отражающими поверхностями:

1 — светодиод; 2 — печатная плата; 3 — рассеиватель; 4 — корпус

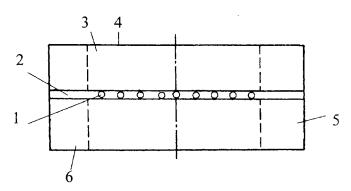


Рис. 3. Фронтальный вид фонаря с боковыми поверхностями, выполненными в виде части параболоидных цилиндров:

1 — светодиод; 2 — печатная плата; 3 — рассеиватель; 4 — корпус; 5, 6 — боковые накладки

ний желательно изготовлять из теплопроводящего материала. Количество светодиодов, плотность их установки зависят от мощности приборов, требуемого светового потока и световой отдачи. Световой поток приборов направлен внутрь корпуса фонаря. Полоса с СИД находится в области фокальной линии отражающей поверхности 4 корпуса, выполненной в виде части параболического цилиндра, содержащей гребень и фокальную линию. Фокальная линия и гребень проходят соответственно по фокусам и вершинам парабол, полученных сечением части параболического цилиндра параллельными плоскостями, перпендикулярными его поверхности. Отражающая поверхность 1 с двух сторон ограничена боковыми накладками 5. Они могут быть выполнены в виде части цилиндров или параболоид, сопряженных с боковыми краями отражателя и рассеивателя. При этом во фронтальной проекции фонарь будет иметь вид полуовала (рис. 2) или прямоугольника (рис. 3). На верхней и нижней кромках параболоидного отражателя расположены полки 6 и 7 (см. рис. 1), объединенные с боковыми накладками 5. Верхняя 6 и нижняя полки 7 могут быть наклонены в ту или иную сторону по отношению к плоскости, проходящей через ось симметрии светового потока. Таким образом, рассеиватель 3 со светодиодами оказывается сочлененным с внешними краями кромок и полок 6 и 7. Его поверхность может иметь различные конфигурации (рис. 4). Для определенных приборов оси симметрии световых потоков светодиодов 1 могут быть расположены выше или ниже плоскости симметрии параболического цилиндра. В фонаре предусмотрено применение свето-

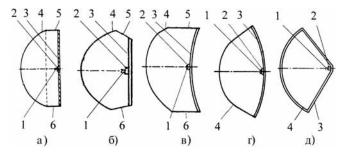


Рис. 4. Фонарь при виде сбоку:

а — стандартное расположение рассеивателя; 6 — полки фонаря наклонены внутрь; \mathbf{b} — боковая проекция фонаря с вогнутым рассеивателем; \mathbf{r} — боковая проекция фонаря с выпуклым рассеивателем; \mathbf{d} — поверхность рассеивателя, выступающая наружу; $\mathbf{1}$ — светодиоды; $\mathbf{2}$ — печатная плата; $\mathbf{3}$ — рассеиватель; $\mathbf{4}$ — корпус; $\mathbf{5}$ — верхняя полка; $\mathbf{6}$ — нижняя полка

диодов с овальной диаграммой направленности светового потока, большая ось которого перпендикулярна фокальной линии.

При включении светодиодов 1 основной световой поток, отражаясь от поверхности 4, формирует лучи, идущие параллельно друг другу. Часть потока будет в зависимости от конструкции и наклона накладок 5 и полок 6, 7 перераспределяться вдоль поверхности отражателя влево и вправо, вверх вниз. Варьируя положение накладок 5 (см. рис. 1) и полос 6, 7, форму рассеивателя 3 и наклон светодиодов 1, можно обеспечить практически любую конфигурацию светораспределения, что делает фонарь универсальным и пригодным для любой системы освещения. Световое пятно на поверхности, перпендикулярной сечению фотометри-

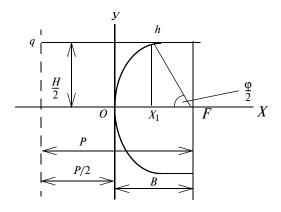


Рис. 5. Структурная схема фонаря при виде сбоку

ческого тела, может принимать форму, имеющую вид от эллипса с различными соотношениями между большой и малой осью до прямоугольника.

Для электропитания СИД в фонаре используется частотный модулятор с фиксатором выбранной частоты, что дает возможность водителю менять частоту включения светодиодов и останавливать ее на определенном уровне, при котором, по мнению водителя, световой поток лучше

проникает через завесу тумана или пыли.

Для расчета параметров фонаря используется известное каноническое уравнение параболы, имеющее следующий вид (рис. 5):

$$Y^2 = 2px, (1)$$

где p — фокальный параметр, т. е. расстояние между директрисой q и фокусом F (рис. 5); x — текущая координата.

Исходными данными для расчета являются: высота H фонаря (см. также рис. 1) и ϕ — угол обзора, или угол светораспределения СИД, половина которого равна углу между осью X (рис. 5) и линией hF, проходящей от фокуса F до пересечения с параболой в точке h. Искомыми величинами являются общая глубина фонаря B, B_1 — глубина фонаря между вершиной параболы и ее кромками, B_2 — ширина полок (см. рис. 1).

Воспользуемся еще одним свойством параболы, заключающимся в том, что все точки на ней равноудалены от фокуса и директрисы q. В нашем случае это означает, что прямая qh = hF.

Тогда

$$p = qh + X_1 F = hF + X_1 F =$$

$$= H \left(\frac{1}{\sin \frac{\varphi}{2}} + \frac{1}{\lg \frac{\varphi}{2}} \right) / 2.$$
 (2)

После несложных преобразований получаем

$$B = p/2 = 0F = H\left(1/\sin\frac{\varphi}{2} + 1/\tan\frac{\varphi}{2}\right)/4;$$
 (3)

$$B_1 = 0X_1 = 0F - X_1F = H\left(1/\sin\frac{\varphi}{2} - 1/\tan\frac{\varphi}{2}\right)/4;$$
 (4)

$$B_2 = X_1 F = B - B_1 = H/2 \operatorname{tg} \frac{\Phi}{2}$$
. (5)

Пример расчета. Примем H = 50 мм, $\varphi = 130^\circ$. Согласно формулы (3) получаем

$$B = 50(1/\sin 65^{\circ} + 1/\tan 65^{\circ})/4 = 19.6 \text{ MM}.$$

На основании формул (4) и (5):

$$B_1 = 50(1/\sin 65^\circ - 1/\tan 65^\circ)/4 = 7.93 \text{ MM},$$

$$B_2 = X_1 F = B - B_1 = H/2 \text{tg} 65^\circ = 11,65.$$

Расчет показывает, что размеры светового устройства имеют небольшую глубину. Правда, при определении параметров фонаря следует иметь в виду, что в области фокальной линии должны быть помещены именно светящие поверхности, т. е. необходимо учитывать габаритные размеры светодиодов, что приводит к некоторому увеличению глубины фонаря.

За счет того, что светодиоды не являются точечным источником света, а излучают с некоторой, хоть и небольшой поверхности, часть световых лучей будет расходиться в стороны, однако этот поток излучения невелик, и результирующее светоизлучение вполне согласуется с требованиями, предъявляемыми к световым приборам ТС.

Длина фонаря определяется размерами применяемых светодиодов. Так, приборы мощностью 0,5 Вт, выпускаемые компанией Avago Technologies, имеют размеры $2,8 \times 3,6$ мм и высоту 1,9 мм, при этом компании удалось существенно понизить удельную стоимость изделий. Таким образом, при длине фонаря 100 мм может быть установлено, с учетом небольшого зазора между СИД, более 30 световых элементов.

Примеры применения.

Световой поток фонаря заднего хода составляет примерно 500 лм. Для обеспечения такого потока достаточно 12 СИД, мощностью 0,5 Вт (со световой отдачей 80 лм/Вт).

Световой поток противотуманной фары равен примерно 1500 лм. Такой поток можно обеспе-

чить с помощью 30 СИД мощностью 0.5 Вт со световым потоком 100 лм/Вт.

Световой поток фары ближнего света, равный 1000 лм, могут обеспечить 20 СИД мощностью 0,5 Вт при световой отдаче 100 лм/Вт.

Для фары дальнего света потребуется 14 СИД мощностью 1 Вт со световой отдачей 120 лм/Вт, установленных на длине 150 мм.

Что касается остальных световых приборов, то для формирования их световых потоков потребуются светодиоды мощностью 0.5-0.3 Вт.

Достоинства фонаря заключаются в следую-

- 1. В фонаре могут быть применены светодиоды небольшой мощности, а их расположение на рассеивателе позволяет снизить нагрев за счет воздушного обдува, возникающего при движении ТС. Следует отметить два важнейших преимущества светодиодов мощностью 0,5 Вт по сравнению с более мощными устройствами: вопервых, их стоимость в 3—5 раз ниже, чем светодиодов мощностью 1 Вт; во-вторых, в большинстве случаев им не требуется система теплоотвода, выполняемого обычно из алюминиевых радиаторов.
- 2. Вследствие одностороннего распределения светового потока и выбранного расположения диодов на рассеивателе удается сформировать фонарь небольшого объема.
- 3. Световой поток фонаря можно распределять в пространстве по любому закону.
- 4. Производители современных светодиодов выпускают их в виде гибкой ленты шириной от 3 мм, которую можно разрезать на отдельные полосы и приклеить к поверхности, что обеспечивает удобство монтажа.

Применение светодиодов на TC приведет в конечном итоге к снижению потребления энергии примерно в 10 раз.

Фонарь можно применять для общепромышленного и бытового освещения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Патент № 2398995 Российской Федерации, МПК F21S 8/10 "Светодиодный фонарь для транспортного средства" [Текст] / Л. Е. Круковский, заявитель и патентообладатель ИПУ РАН РФ, заявл. 27.03.09, опубл. 10.09.10. Бюл. № 25.
- Эффективность белых светодиодов [Текст] / А. А. Богданов, А. В. Феопентов // Светотехника. 2007. № 4. С. 32—34.

В настоящее время в автомобильные шины закачивают воздух или азот. В шиномонтажных сервисах рекламируют азот как инертный газ, который позволяет значительно улучшить эксплуатационные характеристики шин, в том числе повысить стабильность давления в шинах вследствие более низкой диффузионной проницаемости азота через материал шины.

Рассмотрим, насколько заправка шин азотом способствует стабилизации давления в шинах по сравнению с заправкой воздухом.

С течением времени *t* давление воздуха в шине снижается вследствие его диффузии через материал шины. Математическая модель изменения давления в процессе диффузии любого отдельного газа из шины может быть представлена следующей формулой:

$$p(t) = p_0 e^{-\frac{kRST}{\delta V}t}, \qquad (1)$$

где p_0 — начальное давление газа в шине; δ и S — толщина и площадь герметизирующего слоя шины или камеры; T — абсолютная температура; R — газовая постоянная диффундирующего газа [Дж/(кг · K)]; V — объем шины; k — коэффициент диффузионной проницаемости газа, который определяется для каждого газа экспериментально.

Из формулы (1) следует, что давление в шине вследствие диффузии изменяется по экспоненциальному закону, причем увеличение толщины герметизирующего слоя шины δ и ее объема V замедляет процесс снижения давления, а увеличение площади S герметизирующего слоя, температуры T диффундирующего газа и коэффициента диффузионной проницаемости k ускоряет этот процесс. Коэффициент диффузионной проницаемости k зависит от

Изменение давления и концентрации кислорода в процессе диффузии воздуха из шины

Приведена методика расчета изменения давления и концентрации кислорода в шине в процессе диффузии воздуха из шины, даны рекомендации по обслуживанию шин.

Ключевые слова: шина, диффузия, давление, концентрация кислорода.

многих факторов: структуры газопроницаемого материала, строения размеров молекул газа, температуры, давления и определяется экспериментально. Газовая постоянная R является исключительно характеристикой диффундирующего газа.

Таким образом, в случае использования определенного газопроницаемого материала в качестве герметизирующего слоя шины можно считать, что параметры k и R являются характеристиками газа. Введем понятие "показатель диффузионной проницаемости газа β ":

$$\beta = kR. \tag{2}$$

В этом случае математическая модель изменения давления в процессе диффузии любого отдельного газа из шины будет иметь вид

$$p(t) = p_0 e^{-\frac{\beta ST}{\delta V}t}.$$
 (3)

При математическом моделировании процесса диффузии воздуха из шины необходимо учитывать, что воздух представляет собой смесь газов, которая содержит примерно 78 % азота, 21 % кислорода и 1 % прочих газов (табл. 1).

Используя формулу (3), можно получить математическую модель процесса диффузии воздуха, представляющего смесь газов.

УДК 629.113.012.5 К. В. Чернышов, И. М. Рябов, ВолгГТУ; Т. Б. Залимханов, М. М. Муртузов; Махачкалинский филиал МАДИ E-mail: tera@vstu.ru



Таблица 1 Процентный состав воздуха на уровне моря при температуре 15 °C и давлении 101325 Па

Газ	Обозначение	Процентное содержание		
Азот	N_2	78,084		
Кислород	O_2	20,9476		
Аргон	Ar	0,934		
Углекислый газ	CO_2	0,0314		
Неон	Ne	0,001818		
Метан	CH ₄	0,0002		
Гелий	He	0,000524		
Криптон	Kr	0,000114		
Водород	H_2	0,00005		
Ксенон	Xe	0,0000087		

Парциальное давление каждого из газов, находящихся в шине, пропорционально его доле η_{i0} в общем объеме смеси. Следовательно, начальное парциальное давление каждого i-го газа

$$p_{i0} = \eta_{i0} p_{\text{III}0}, \tag{4}$$

где $p_{\text{III}0}$ — начальное давление смеси газов в шине. Парциальное давление і-го газа изменяется с

течением времени по зависимости:

$$p_i(t) = p_{i0}e^{-\frac{\beta_i ST}{\delta V}t}, \qquad (5)$$

где β_i — показатель диффузионной проницаемости i-го газа.

Давление воздуха (смеси газов) в шине также изменяется со временем по зависимости

$$p_{\text{III}}(t) = p_{\text{III}0}e^{-\frac{\beta_{\text{III}}ST}{\delta V}t}, \qquad (6)$$

где $\beta_{\rm m}$ — показатель диффузионной проницаемости смеси газов в шине.

Давление смеси газов в шине в любой момент времени равно сумме парциальных давлений этих газов

$$p_{\text{III}}(t) = \sum_{i=1}^{k} p_i(t).$$
 (7)

Тогда, подставляя в формулу (7) значения из формул (5) и (6), получим

$$p_{\text{III}0}e^{-\frac{\beta_{\text{III}}ST}{\delta V}t} = \sum_{i=1}^{k} p_{i0}e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t}.$$
 (8)

С учетом формулы (4)

$$p_{\text{III}0}e^{-\frac{\beta_{\text{III}}ST}{\delta V}t} = \sum_{i=1}^{k} \eta_{i0}p_{\text{III}0}e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t},$$
 (9)

откуда

$$e^{-\frac{\beta_{\text{III}}ST}{\delta V}t} = \sum_{i=1}^{k} \eta_{i0} e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t}.$$
 (10)

Из формулы (10) можно выразить показатель диффузионной проницаемости газовой смеси

$$\beta_{III} = -\frac{\ln\left(\sum_{i=1}^{k} \eta_{i0} e^{-\frac{\beta_{i} ST}{\delta V}}\right)}{\frac{ST}{\delta V}t}.$$
 (11)

Из формулы (11) следует, что показатель диффузионной проницаемости газовой смеси в шине (в отличие от показателя диффузионной проницаемости отдельного газа) в процессе диффузии меняется и является функцией времени: $\beta_{\rm III} = \beta_{\rm III}(t)$.

Подставив значение показателя диффузионной проницаемости газовой смеси из формулы (11) в формулу (6), получим математическую модель изменения давления в шине в процессе диффузии из нее смеси газов:

$$p_{\text{III}}(t) = p_{\text{III}0}e^{-\frac{\beta_{\text{III}}(t)ST}{\delta V}t} = p_{\text{III}0} \sum_{i=1}^{k} \eta_{i0}e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t}.$$
 (12)

Формула (12) описывает процесс диффузии воздуха из шины при условии, что она не нагружена вертикальной нагрузкой, т. е. объем шины не меняется с течением времени и давление в шине зависит только от количества диффундирующего газа.

Из табл. 1 видно, что воздух состоит в основном из азота и кислорода, а среди 1 % прочих газов основную долю составляет аргон, который по диффузионной проницаемости через резину близок к азоту. Поэтому для упрощения модели диффузии воздуха из шины сделаем допущение, что в закачиваемом в шину воздухе находится только два газа: азот (79 %) и кислород (21 %). Такое допущение практически не повлияет на точность

Значения газовой постоянной и коэффициентов диффузионной проницаемости

Газ	Газовая постоянная, Дж/(кг • К)	Коэффициенты диффузионной проницаемости для различных марок каучука, с \cdot 10^{16}				
		натурального при $T = 303 \text{ K}$	бутилкаучука при $T = 303 \text{ K}$	фторкаучука марки "Вайтон-А"		
				при <i>T</i> = 303 K	при <i>T</i> = 333 K	
Азот Кислород	297 260	8,7 23	0,35 1,30	0,33 1,09	2,6 6,66	

модели, так как доля неучитываемых газов по сравнению с долями азота и кислорода ничтожно мала. Поскольку время заправки воздуха в шину мало по сравнению со временем диффузии, то при дальнейших расчетах будем считать, что закачка воздуха в шину происходит мгновенно.

Значения газовых постоянных и коэффициентов диффузионной проницаемости некоторых сочетаний азота и кислорода с распространенными марками резины приведены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что газовая постоянная азота несколько (примерно на 14%) больше, чем газовая постоянная кислорода, но коэффициент диффузионной проницаемости азота значительно (в 3-4 раза) меньше, чем кислорода. Из этого следует, что показатель диффузионной проницаемости $\beta_{\rm K}$ кислорода в несколько раз больше, чем аналогичный показатель $\beta_{\rm a}$ азота.

Поскольку парциальное давление каждого из газов, находящихся в шине, пропорционально доле этого газа, то в соответствии с формулой (4) начальное парциальное давление кислорода в шине

$$p_{\mathrm{K}0} = \eta_0 p_{\mathrm{III}0},$$

начальное парциальное давление азота

$$p_{a0} = (1 - \eta_0)p_{1110}$$

где $p_{\text{III}0}$ — начальное давление смеси газов в шине; η_0 — начальная концентрация (объемная доля) кислорода.

С течением времени парциальные давления азота и кислорода в шине изменяются соответственно по зависимостям

$$p_{a}(t) = p_{a0}e^{-\frac{k_{a}R_{a}ST}{\delta V}t} = p_{a0}e^{-\frac{\beta_{a}ST}{\delta V}t}; \quad (13)$$

$$p_{K}(t) = p_{K0}e^{-\frac{k_{K}R_{K}ST}{\delta V}t} = p_{K0}e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t},$$
 (14)

где $R_{\rm a}$ и $R_{\rm K}$ — газовые постоянные азота и кислорода соответственно; $k_{\rm a}$ и $k_{\rm K}$ — коэффициенты диффузионной проницаемости азота и кислорода соответственно.

С учетом формул (7), (10) и (11)

$$p_{\text{III}}(t) = p_{\text{a}}(t) + p_{\text{K}}(t);$$
 (15)

$$e^{-\frac{\beta_{\text{III}}(t)ST}{\delta V}t} =$$

$$= (1 - \eta_0)e^{-\frac{\beta_a ST}{\delta V}t} + \eta_0 e^{-\frac{\beta_\kappa ST}{\delta V}t}; \qquad (16)$$

$$\beta_{\rm m}(t) =$$

$$= -\frac{\ln\left((1 - \eta_0)e^{-\frac{\beta_a ST}{\delta V}t} + \eta_0 e^{-\frac{\beta_\kappa ST}{\delta V}t}\right)}{\frac{ST}{\delta V}t}.$$
 (17)

На основании формул (6) и (16) математическая модель процесса диффузии смеси азота и кислорода через герметизирующий слой шины, не нагруженной

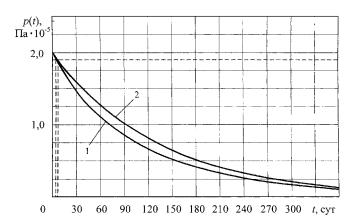


Рис. 1. Изменения давления воздуха (кривая 1) и азота (кривая 2) с течением времени вследствие диффузии из шины

вертикальной нагрузкой, при постоянной температуре

$$p_{III}(t) = p_{III0}e^{-\frac{\beta_{III}ST}{\delta V}t} = \\ = p_{III0}(1 - \eta_0)e^{-\frac{\beta_aST}{\delta V}t} + p_{III0}\eta_0e^{-\frac{\beta_KST}{\delta V}t}.$$
(18)

На рис. 1 приведены графики, показывающие изменение давления в шине при ее заправке воздухом (кривая 1) и чистым азотом (кривая 2) с течением времени вследствие диффузии из шины легкового автомобиля объемом $V=0.02\,\mathrm{m}^3$, камера которой выполнена из бутилкаучука ($k_\mathrm{K}=1.3\cdot10^{-16}\,\mathrm{c}$, $k_\mathrm{B}=0.35\cdot10^{-16}\,\mathrm{c}$) с площадью поверхности оболочки $S=1.1\,\mathrm{m}^2$, толщиной $\delta=0.002\,\mathrm{m}$, при постоянной температуре $T=303\,\mathrm{K}$. Концентрация кислорода в заправляемом воздухе $\eta_0=\eta_\mathrm{K}^\mathrm{B}=0.21$, в заправляемом азоте $\eta_0=\eta_\mathrm{K}^\mathrm{B}=0.21$

Горизонтальной штриховой линией отмечена нижняя граница нормативного давления $(1,9\cdot10^5\ \Pi a)$. В шине, заправленной воздухом, давление достигает этой границы через 113 ч $(4,70\ {\rm cyr})$, а в шине, заправленной чистым азотом, — через 165 ч $(6,86\ {\rm cyr})$.

Таким образом, заправка чистым азотом способствует стабилизации давления в шинах и позволяет увеличить период восстановления давления в шине до 46 %.

Однако технический азот второго сорта, который закачивают в шины в шиномонтажных мастерских, не является абсолютно чистым и содержит до 1% кислорода. По физико-химическим показателям газообразный азот, получаемый в промышленности из атмосферного воздуха способом низкотемпературной ректификации, должен соответствовать нормам, указанным в табл. 3.

При заправке технического азота с концентрацией в нем кислорода η_K^a в емкость, содержащую воздух с концентрацией кислорода η_K^B , до давления, превышающего атмосферное в ρ раз, получаем смесь газов, концентрация кислорода в которой определяется по формуле

$$\eta_{\kappa 0}^{III} = \frac{\eta_{\kappa}^{B}}{\rho + 1} + \frac{\rho \eta_{\kappa}^{a}}{\rho + 1} = \frac{\eta_{\kappa}^{B} + \rho \eta_{\kappa}^{a}}{\rho + 1}.$$
 (19)

Таблица 3

Перед закачиванием технического азота в новую бескамерную шину в ней находится воздух под атмосферным давлением, содержащий 21 % кислорода. После закачивания технического азо-

Нормы для газообразного азота различных марок и сортов

Марка и сорт газообразного азота Особой Повышенной Объемная доля Технического, сорт чистоты, сорт чистоты, сорт 1-й 2-й 1-й 2-й 1-й 2-й 99,999 99,999 99.99 99,95 99,6 99,0 Азота, %, не менее Кислорода, %, не более 0.0005 0.001 0.001 0,05 0,4 1,0 0,0007 0,0007 0,009 Водяного пара в газообразном азоте, 0,004 0,004 Баллон, наполненный азо-%, не более том, устанавливают вентилем вниз и через 10 мин приоткрывают вентиль. При этом в вентиле не должна появляться вода

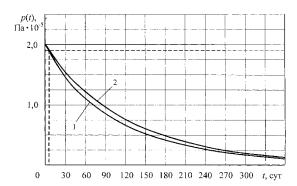


Рис. 2. Изменения давления воздуха (кривая 1) и технического азота, заправленного в бескамерную шину (кривая 2), с течением времени вследствие диффузии из шины

та до относительного давления $\rho = 2$ объемная доля кислорода в новой шине

$$\eta_{\kappa 0}^{\text{III}} = \frac{0.21 + 2 \cdot 0.01}{3} \approx 0.077,$$

т. е. примерно 8 %. Таким образом, заправка в шину технического азота не избавляет шину от кислорода, а лишь уменьшает его относительное количество примерно в 2,8 раза.

На рис. 2 приведены графики, показывающие изменение давления в бескамерной шине при ее заправке воздухом ($\eta_0 = \eta_K^B = 0.21$, кривая 1) и техническим азотом ($\eta_0 = \eta_{K0}^{III} = 0.077$, кривая 2) при тех же прочих условиях.

Из приведенных зависимостей следует, что в шине, заправленной техническим азотом, давление достигает границы нормативного значения через 141 ч (5,88 сут). При этом период восстановления давления в шине по сравнению с периодом восстановления давления при заправке воздухом увеличивается до 25 %.

Необходимо отметить, что и в первом, и во втором случаях результаты полученных сравнений периодов применимы только к первому восстановлению давления в шине. При каждом последующем восстановлении давления при достижении нижней границы нормативного давления периоды восстановления давления будут изменяться (кроме случая первой заправки и последующей дозаправки чистым азотом), поскольку с течением времени в

шине, заправленной смесью газов, объемная доля кислорода изменяется.

Изменение объемной доли кислорода с течением времени связано с изменением давления смеси газов в шине $p_{\rm ш}(t)$ и парциального давления кислорода $p_{\rm K}(t)$ зависимостью

$$\eta_{K}^{III}(t) = \frac{p_{K}(t)}{p_{III}(t)} = \frac{p_{K}(t) + \eta_{K}^{III}(t)p_{ATM}}{p_{III}(t) + p_{ATM}}. \quad (20)$$

Эквивалентное выражение

$$\eta_{K}^{III}(t)p_{III}(t) + \eta_{K}^{III}(t)p_{ATM} =$$

$$= p_{K}(t) + \eta_{K}^{III}(t)p_{ATM}. \tag{21}$$

Отсюда изменение объемной доли кислорода с течением времени

$$\eta_{K}^{III}(t) = \frac{p_{K}(t)}{p_{III}(t)} = \frac{p_{K}(t)}{p_{III}(t)} = \frac{p_{K}(t)}{\sum_{i=1}^{K} p_{i}(t)} = \frac{\frac{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{\sum_{i=1}^{K} p_{i0}e} - \frac{\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{\sum_{i=1}^{K} p_{i0}e} = \frac{\frac{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{\sum_{i=1}^{K} \eta_{i0}e} - \frac{\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{\sum_{i=1}^{K} \eta_{i0}e} - \frac{\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{\sum_{i=1}^{K} \eta_{i0}e} \cdot \frac{(22)}{\delta V}$$

Поскольку одним из газов, составляющих воздух, является кислород, то

$$\eta_{K}^{III}(t) = \frac{\eta_{K}e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}}{\sum_{i=1}^{K-1} \eta_{i0}e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t} + \eta_{K0}e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}} = \frac{\eta_{K0}}{\sum_{i=1}^{K-1} \eta_{i0}e^{-(\beta_{i}-\beta_{K})\frac{ST}{\delta V}t} + \eta_{K0}}, \quad (23)$$

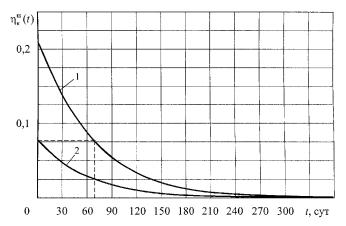


Рис. 3. Зависимость концентрации кислорода от времени в шине легкового автомобиля: при заправке воздухом (кривая 1) и азотом (кривая 2)

где индексами i обозначены все газы, содержащиеся в воздухе, кроме кислорода.

Если сделать допущение, что в закачиваемом в шину воздухе находится 79 % азота и 21 % кислорода, получим упрощенную формулу

$$\eta_{K}^{III}(t) = \frac{p_{K}(t)}{p_{III}(t)} = \frac{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{\eta_{K0}e} = \frac{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t}{(1 - \eta_{K0})e^{-\frac{\beta_{A}ST}{\delta V}t} + \eta_{K0}e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}}} = \frac{\eta_{K0}}{(1 - \eta_{K0})e^{-(\beta_{A} - \beta_{K})\frac{ST}{\delta V}t} + \eta_{K0}}.$$
(24)

На рис. 3 приведены графики изменения концентрации кислорода с течением времени, построенные по формуле (24).

Из графиков видно, что концентрация кислорода в шине, заправленной воздухом, с течением времени быстро уменьшается (кривая 1) вследствие большой диффузионной проницаемости кислорода и примерно через 69 сут достигает начальной концентрации кислорода в шине, заправленной техническим азотом.

Шина нуждается в периодическом восстановлении давления путем заправки воздуха или азота. При заправке в момент времени t смеси газов с концентрацией в ней кислорода $\eta_{\kappa}^{3\Gamma}$ в шину, со-

держащую воздух с концентрацией кислорода $\eta_{\rm K}^{\rm III}(t)$, до нормативного давления $p_{\rm III}$ норм, превышающего давление в шине $p_{\rm III}(t)$ до заправки на Δp , получаем смесь газов с относительной концентрацией кислорода

$$\eta_{K}(t) = \frac{\eta_{K}^{III}(t) + \frac{\Delta p}{p_{III}(t) + p_{ATM}} \eta_{K}^{3\Gamma}}{1 + \frac{\Delta p}{p_{III}(t) + p_{ATM}}} = \frac{\eta_{K}^{III}(t) + \frac{p_{III} Hopm - p_{III}(t)}{p_{III}(t) + p_{ATM}} \eta_{K}^{3\Gamma}}{1 + \frac{p_{III} Hopm - p_{III}(t)}{p_{III}(t) + p_{ATM}}}.$$
(25)

После преобразования формулы (25) получим

$$\eta_{K}(t) = \\
= \frac{[p_{III}(t) + p_{ATM}] \eta_{K}^{III}(t) + [p_{III HOPM} - p_{III}(t)] \eta_{K}^{3\Gamma}}{p_{ATM} + p_{III HOPM}} = \\
= \frac{[p_{III}(t) + p_{ATM}] \eta_{K}^{III}(t) + \eta_{K}^{III}(t) + [p_{III HOPM} - p_{III}(t)] \eta_{K}^{3\Gamma}}{p_{ATM} + p_{III HOPM}}$$
(26)

или

$$\eta_{K}(t) = \frac{\left[\rho_{III}(t) + 1\right]\eta_{K}^{III}(t) + \left[\rho_{III \text{ HOPM}} - \rho_{III}(t)\right]\eta_{K}^{3\Gamma}}{1 + \rho_{III \text{ HOPM}}}, (27)$$

где $\rho_{\rm III}(t)$ — относительное давление в шине до заправки; $\rho_{\rm III}$ нормативное относительное давление в шине.

Формулу (12) для определения изменения давления в шине с течением времени можно записать в виде формулы для определения изменения относительного давления в шине от нормативного относительного давления

$$\rho_{III}(t) = \rho_{III \text{ HOPM}} e^{-\frac{\beta_{III}(t)ST}{\delta V}t} =$$

$$= \rho_{III \text{ HOPM}} \sum_{i=1}^{k} \eta_{i0} e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t}.$$
(28)

Если заправляемым газом является воздух, то

$$\eta_{K}(t) = \frac{\eta_{K}^{B}}{1 + \rho_{III HOPM}} \times \left[\frac{\rho_{III HOPM}}{\sum_{i=1}^{k-1} \eta_{i0} e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t} + \rho_{III HOPM} \eta_{K}^{B} e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t} + 1}{\sum_{i=1}^{k-1} \eta_{i0} e^{-(\beta_{i} - \beta_{K})\frac{ST}{\delta V}t} + \eta_{K}^{B}} + \rho_{III HOPM} - \rho_{III HOPM} \sum_{i=1}^{k-1} \eta_{i0} e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t} - \rho_{III HOPM} \eta_{K}^{B} e^{-\frac{\beta_{i}ST}{\delta V}t} \right].$$
(30)

Используя допущение, что в закачиваемом в шину воздухе находится 79 % азота и $21\,\%$ кислорода, получим упрощенную формулу для определения концентрации кислорода в шине после подкачки воздухом в момент времени t

$$\eta_{K}(t) = \frac{\eta_{K}^{B}}{1 + \rho_{III \text{ hopm}}} \times \left[\frac{\rho_{III \text{ hopm}}(1 - \eta_{K}^{B})e^{-\frac{\beta_{f}ST}{\delta V}t} + \rho_{III \text{ hopm}}\eta_{K}^{B}e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t} + 1}{(1 - \eta_{K}^{B})e^{-(\beta_{f} - \beta_{K})\frac{ST}{\delta V}t} + \eta_{K}^{B}} + \rho_{III \text{ hopm}} - \rho_{III \text{ hopm}}(1 - \eta_{K}^{B})e^{-\frac{\beta_{a}ST}{\delta V}t} - \rho_{III \text{ hopm}}\eta_{K}^{B}e^{-\frac{\beta_{K}ST}{\delta V}t} \right].$$
(31)

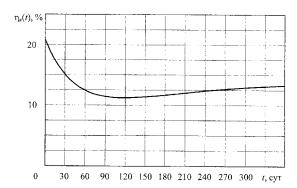


Рис. 4. Зависимость концентрации кислорода в шине легкового автомобиля, получаемой в результате заправки, от времени, прошедшего до заправки

Эта зависимость, выраженная в процентах, при $\rho_{\text{ш норм}} = 2$, $\eta_{\text{к}}^{\text{в}} = 0.21$ и прочих прежних условиях представлена на графике (рис. 4).

Из зависимости (см. рис. 4) следует, что концентрация кислорода в момент после подкачки шины воздухом снижается с увеличением времени, проходящего до первой подкачки, и достигает минимального значения при первой подкачке через 118 сут, т. е. примерно

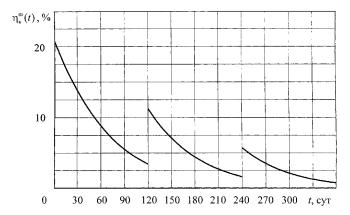


Рис. 5. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом до нормативного давления через 4 месяца

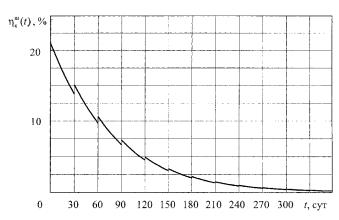


Рис. 8. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом до нормативного давления через 1 месяца

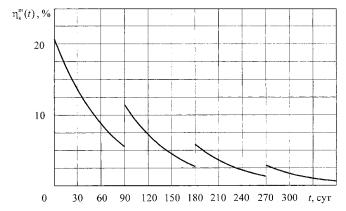


Рис. 6. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом до нормативного давления через 3 месяца

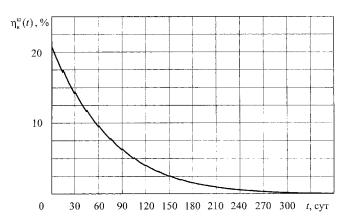


Рис. 9. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом до нормативного давления через 15 дней

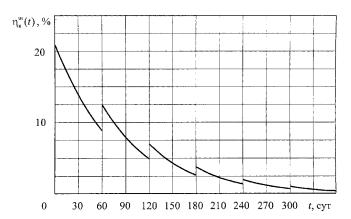


Рис. 7. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом до нормативного давления через 2 месяца

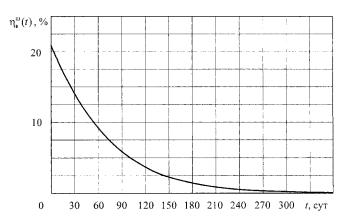


Рис. 10. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом до нормативного давления через 7 дней

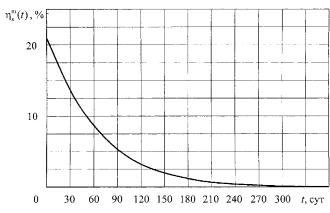


Рис. 11. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля при постоянной поддержке номинального давления

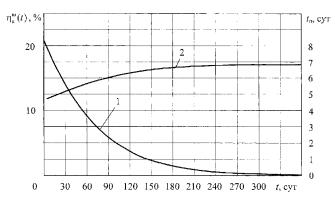


Рис. 12. Изменения концентрации кислорода в шине легкового автомобиля с учетом заправки воздухом при достижении нижней границы нормативного давления (кривая 1) и изменения при этом периода подкачки (кривая 2)

через 4 месяца. С дальнейшим увеличением времени, проходящего до первой подкачки, концентрация кислорода в момент после подкачки возрастает постепенно и стремится к пределу:

$$\eta_{K}(t \to \infty) = \frac{\eta_{K}^{B} \rho_{III \text{ HOPM}}}{1 + \rho_{III \text{ HOPM}}}.$$
 (32)

Используя формулы (24) и (31), можно получить зависимость от времени концентрации кислорода в шине легкового автомобиля при условии заправки воздухом до нормативного давления через различные промежутки времени (рис. 5—11). Из приведенных графиков видно, что чем меньше период восстановления давления в шине, тем быстрее в ней уменьшается средняя концентрация кислорода.

Таким образом, при нормальной эксплуатации шины (восстановлении давления не реже чем раз в две недели) концентрация кислорода в шине, заправленной воздухом, быстро снижается, и через полгода шина практически полностью очищается от кислорода. При этом период восстановления давления, необходимый для поддержания его в пределах нормативного, с течением времени увеличивается вследствие уменьшения концентрации кислорода, имеющего больший показатель диффузионной проницаемости (рис. 12).

В связи с изложенным можно сделать вывод, что постоянно заправлять шины азотом нецелесообразно. Тем не менее, для сокраще-

ния времени избавления шины от кислорода и увеличения периода технического обслуживания шины на начальном этапе ее эксплуатации можно рекомендовать первую заправку шины производить азотом. При последующих дозаправках целесообразнее использовать воздух, так как дозаправка азотом не дает эффекта по стабилизации давления.

УДК 621.436.038 П.В. Курманов, асп., (ЯГТУ); В.А. Марков, д-р техн. наук (МГТУ им. Н.Э. Баумана), тел. (495) 263-68-18

Управление подачей топлива в аккумуляторной топливной системе дизеля

Рассмотрены особенности управления подачей топлива в аккумуляторных топливных системах дизеля. Рассмотрены конструкции и характеристики элементов аккумуляторных систем топливоподачи. Представлены результаты экспериментальных исследований этих систем.

Ключевые слова: дизель, аккумуляторная система топливоподачи, управление подачей топлива, электрогидравлическая форсунка, дозирующий клапан.

Удовлетворение современных жестких требований к показателям топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей может быть достигнуто путем совместной оптимизации показателей рабочего процесса, в первую очередь, показателей подачи топлива и смесеобразования [1]. При этом системы топливоподачи должны обеспечивать не только необходимую цикловую подачу топлива на каждом эксплуатационном режиме работы дизеля, но и управление углом опережения впрыскивания, давлением впрыскивания, характеристикой подачи топлива. Все эти функции могут быть реализованы в системах топливоподачи аккумуляторного типа — в системах типа Common-Rail ("Общий путь", т.е. общая для форсунок магистраль, аккумулятор).

Первым промышленным образцом аккумуляторной топливной системы типа Соттоп-Rail с электронным управлением явилась совместная разработка фирм Robert Bosch GmbH, Fiat, Elasis, реализованная в 1997 г. В настоящее за рубежом налажен серийный выпуск таких систем топливоподачи для различных автомобильных дизелей [2—6]. Кроме того, многие фирмы-производители топливоподающей аппаратуры ведут работы над совершенствованием

систем типа Common-Rail, и круг законченных разработок быстро расширяется. Продолжаются разработки и отечественных аккумуляторных топливных систем [1, 7, 8].

Как отмечено выше, системы топливоподачи типа Common-Rail позволяют осуществлять управление углом опережения впрыскивания топлива (УОВТ), законом подачи (включая реализацию двухфазной и многофазной топливоподачи), давлением впрыскивания. Управление УОВТ позволяет целенаправленно воздействовать на рабочий процесс, в первую очередь, для снижения выброса оксидов азота NO_x , а также жесткости сгорания топлива (динамики цикла). На динамику цикла оказывают также влияние пологость переднего фронт характеристики впрыскивания и осуществление ступенчатой подачи топлива. Уже в первых промышленных образцах систем типа Common-Rail на части эксплуатационных режимов организовано двухфазное впрыскивание за счет подачи двух раздельных управляющих импульсов на иглу форсунки. Сгорание запальной порции топлива увеличивает давление и температуру воздуха в цилиндре, уменьшая задержку воспламенения и жесткость сгорания основной подачи топлива, что позволяет снизить уровень шума при работе и выбросы NO_{χ} . Причем эффективность двухфазного впрыскивания тем больше, чем ниже тепловое состояние заряда, т.е. чем ниже нагрузка и частота вращения коленчатого вала [1].

При больших частотах вращения коленчатого вала двигателя реализация двухфазного впрыскивания для снижения максимального давления сторания становится нежелательной. Для частичных режимов запальная порция топлива должна быть весьма малой во избе-

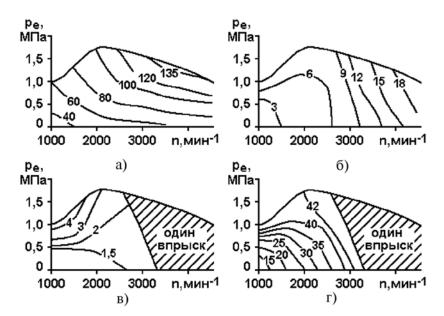


Рис. 1. Изменение параметров двухфазного впрыскивания в поле нагрузок (среднего эффективного давления $p_{\rm e}$) и частот вращения вала дизеля JTD Alfa Romeo 156:

а — оптимальное давление топлива в аккумуляторе, МПа; б — УОВТ основной порции топлива, градусы поворота коленчатого вала (п.к.в.); в — величина запальной порции топлива, мм 3 ; г — УОВТ запальной подачи, град. п.к.в.

жание ухудшения топливной экономичности и увеличения выбросов сажи (твердых частиц). Более того, двухфазное впрыскивание в состоянии обеспечить снижение эмиссии всех нормируемых токсичных компонентов при сохранении экономичности только при тщательной оптимизации его параметров. Оптимизированные показатели процесса топливоподачи, реализуемые в дизеле JTD Alfa Romeo 156, представлены на рис. 1 [1, 5].

Управление двухфазным впрыскиванием позволяет улучшить и ряд других эксплуатационных показателей дизеля — оно

повышает надежность холодного пуска и устойчивость работы на режимах холостого хода, сокращает эмиссию несгоревших углеводородов CH_{x} , снижается шумность работы дизеля не только на установившихся, но и на переходных режимах.

Важной особенностью систем топливоподачи типа Common-Rail является возможность гибкого регулирования давлением впрыскивания, определяемого давлением топлива в аккумуляторе такой системы. Некоторые реализуемые законы управления давлением впрыскивания представлены на рис. 2 [1].

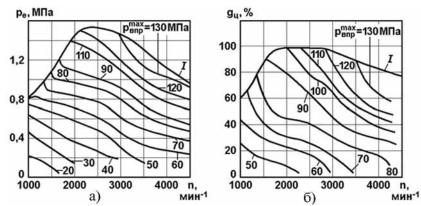


Рис. 2. Распределение максимальных давлений впрыскивания $p_{\text{впр}}^{\text{max}}$ в поле эксплуатационных режимов работы дизелей:

а — дизеля Fiat 1.9L/TCI с аккумуляторной системой топливоподачи Unijet фирм Fiat и Elasis (Италия); б — дизеля OM611 фирмы Mercedes-Benz с системой топливоподачи Common-Rail фирмы R.Bosch; $p_{\rm e}$ — среднее эффективное давление; $g_{\rm II}$ — массовая цикловая подача топлива

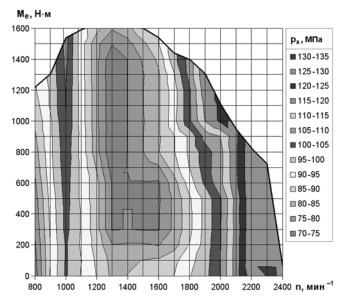


Рис. 3. Экспериментально полученные характеристики распределения полей давления в аккумуляторе топливной системы двигателя ЯМЗ-650 (система типа Dci-11)

Как следует из приведенных на рис. 2 данных, требуемое давление топлива в аккумуляторе определяется в соответствии с частотой вращения двигателя n и нагрузкой (со средним эффективным давлением p_e или массовой цикловой подачей топлива g_{ij}). На рис. 3 представлена аналогичная характеристика для аккумулятора топливной системы двигателя ЯМЗ-650. Эта характеристика предусматривает наибольшие давления впрыскивания на режимах с высокой частотой вращения n,

2 1 5

Рис. 4. Электромагнитный дозирующий клапан:

1 — золотниковый узел; 2 — подвод топлива от топливоподкачивающего насоса; 3 — управляющий электрический сигнал; 4 — регулировочный винт; 5 — пропорциональный электромагнит; 6 — отвод топлива к насосным секциям

а на других режимах величина давления топлива выбирается из условия оптимизации процесса сгорания.

В современной технической литературе при описании систем типа Common-Rail основное внимание уделяется их электрогидравлическим форсункам, тогда как информация по топливным насосам высокого давления (ТНВД) ограничена. В большинстве случаев указывается лишь максимальное рабочее давление впрыскивания, хотя очевидно, что существуют и ряд других не менее важных показателей, таких как максимальная подача или быстродействие устройства управления подачей.

Для управления подачей топлива ТНВД наиболее часто применяется электромагнитный дозирующий клапан (рис. 4), от характеристик которого зависят такие показатели, как точность поддержания давления в аккумуляторе и быстродействие контура управления давлением. Управление подачей ТНВД осуществляется путем подачи на обмотку электромагнита дозирующего клапана определенного напряжения. В рабочем диапазоне напряжения зависимость подачи топлива ТНВД от напряжения линейная (рис. 5).

Система управления давлением топлива в аккумуляторной топливной системе состоит из двух основных контуров:

— первый определяет необходимое давление топлива в аккумуляторе как функцию параметров работы двигателя;

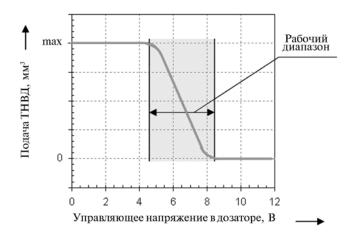


Рис. 5. Характеристика управления электромагнитным дозирующим клапаном

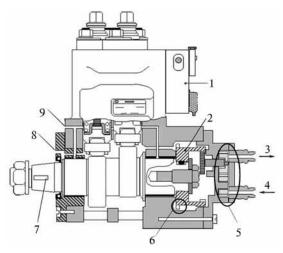


Рис. 6. Конструкция ТНВД типа СР2:

1 — блок-дозатор; 2 — приводная шестерня; 3 — подача топлива в линию высокого давления; 4 — подвод топлива из бака; 5 — топливоподкачивающий насос; 6 — отметка ВМТ; 7 — шпонка; 8 — канал возврата масла; 9 — канал поступления масла

— второй управляет электромагнитным дозирующим клапаном, чтобы обеспечить достижение требуемой величины давления топлива в аккумуляторе.

Блок-дозатор фирмы R. Bosch первого поколения для дозировки топлива в ТНВД типа CP2 выполнен с двумя электромаг-

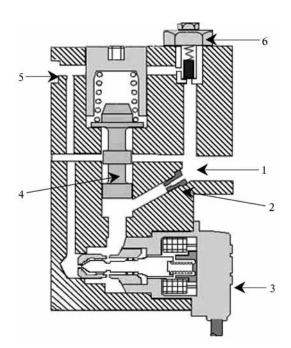


Рис. 7. Схема блока-дозатора ТНВД типа СР2:

1 — подводящий топливопровод; 2 — жиклер; 3 — электромагнитный клапан дозатора; 4 — поршень дозатора; 5 — обратный топливопровод; 6 — разгрузочный клапан

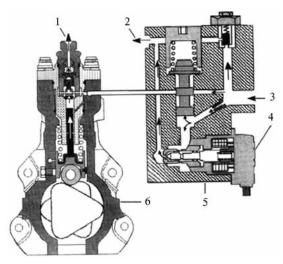


Рис. 8. Схема нагнетания топлива под высоким давлением:

1 — подача топлива в аккумулятор; 2 — слив топлива; 3 — подводящий топливопровод; 4 — электромагнитный клапан дозатора; 5 — блок-дозатор ТНВД; 6 — ТНВД типа СР2

нитными клапанами, размещенными в отдельном корпусе, установленном на торце ТНВД (рис. 6—8). Он является достаточно сложным как по конструкции, так и по технологичности его изготовления. Поэтому в ТНВД типа СР2.2 блокдозатор заменен на более простую конструкцию с одним электромагнитом. Эта конструкция использована и в ТНВД типа СР3.3 (рис. 9).

Наиболее рациональной конструкцией представляется конструкция электроуправляемого дозатора ТНВД аккумуляторной топливной системы Delphi (рис. 10). Работа этого дозатор происходит следующим образом. При отсутствии напряжения питания на обмотке электромагнита золотник якоря под действием пружины золотника упирается в шунт электромагнита. Проходное сечение золотниковой части в этом положении элементов дозатора определено конструкцией. Силы деформированных пружин золотника и якоря действуют навстречу друг другу. Однако сила пружины золотника заведомо больше силы пружины якоря, вследствие чего шток якоря всегда поджат к золотнику. При подаче напряжения питания на обмотку электромагнита на якоре появляется сила, на-

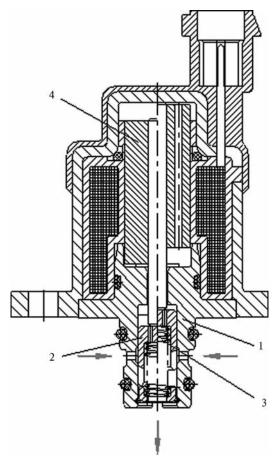


Рис. 9. Схема блока-дозатора ТНВД типа СР3.3:

1- втулка золотника, 2- золотник, 3- пружина, 4- электромагнит

правленная в сторону золотника. Данный электромагнит характеризуется положительным фактором устойчивости, поскольку тяговые характеристики электромагнита и характеристика суммарной силы пружин имеют точки устойчивого равновесия (рис. 11). Экспериментальная зависимость перемещения золотника от силы тока в обмотке электромагнита при движении якоря в сторону максимального выдвига штока из электромагнита представлена на рис. 12.

В результате испытаний дозатора фирмы Delphi установлено:

- тяговые характеристики электромагнита и силовые характеристики пружин дозатора обеспечивают положительный фактор устойчивости якоря во всем диапазоне координат якоря;
- максимальная сила тока в обмотке не превышает 1,2 A;
- электромагнит характеризуется низким гистерезисом тяговых характеристик, что позволило

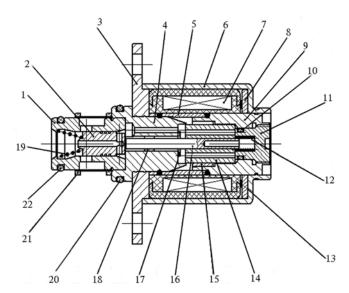


Рис. 10. Конструкция дозатора фирмы Delphi:

1 — втулка золотника; 2 — золотник; 3 — фланец; 4 — шунт электромагнита; 5 — соединительная втулка; 6 — корпус электромагнита; 7 — катушка; 8 — шайба-магнитопровод; 9 — втулка-магнитопровод; 10, 20, 22 — уплотнительные кольца; 11 — регулировочный винт; 12 — пружина якоря; 13 — пружинная шайба; 14 — якорь электромагнита; 15 — втулка-направляющая якоря электромагнита; 16 — шток якоря электромагнита; 17 — упорная шайба; 18 — втулка-направляющая штока якоря; 19 — пружина золотника; 21 — сетчатый фильтр

использовать пружины с относительно низкой жесткостью и, как следствие, снизить величину силы тока, протекающего в обмотке;

— конструкция дозатора обеспечивает герметичность внутреннего объема.

Аналогичная конструкция электромагнитного дозирующего клапана (патент RU 2379543) разработана для ТНВД аккумуляторной топливной системы производства ОАО "ЯЗДА" (рис. 13). Этот электромагнитный дозирующий клапан имеет кожух 1 электромагнита, прижимаемого к корпусу ТНВД (не показан) отдельным фланцем 5, одновременно скрепляющим втулку 6 золотника 8 с внутренним корпусом 11 обмотки электромагнита. Внешний торец и небольшой цилиндрический выступ внутреннего корпуса центрируют электромагнитный привод с втулкой золотника 8 при закреплении электромагнитного клапана в корпусе ТНВД (или на корпусе двигателя) фланцем 5. Внутри золотника размещена возвратная пружина 9. Якорь электромагнита посредством штока взаимодействует с золотником, имеющим отсечные кромки 10 и 12. На втулке выполнено проходящее через ее ось сквозное поперечное отверстие 7 для подачи топлива от подкачивающего насоса (не показан) через центральную полость



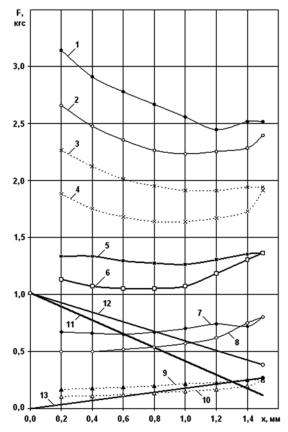


Рис. 11. Статические тяговые характеристики электромагнита и характеристики сил деформированных пружин фирмы Delphi:

1 — сила тока на обмотке электромагнита I=2,0 А, ход штока электромагнита x увеличивается (x^\uparrow) — шток выдвигается из электромагнита; 2-I=2,0 А, ход штока электромагнита x уменьшается (x^\downarrow) — шток вдвигается в электромагнит; 3-I=1,6 А, x^\downarrow ; 4-I=1,6 А, x^\downarrow ; 5-I=1,2 А, x^\uparrow ; 6-I=1,2 А, x^\downarrow ; 7-I=0,8 А, x^\uparrow ; 8-I=0,8 А, x^\downarrow ; 9-I=0,4 А, x^\uparrow ; 10-I=0,4 А, x^\downarrow ; 11 — сила деформированной пружины якоря; 12 — сила деформированной пружины золотника; 13 — суммарная сила деформированных пружин золотника и якоря

золотника в линию низкого давления (не показана).

Предлагаемый электромагнитный дозирующий клапан работает следующим образом. Управляющий сигнал от электронного блока (на рис. 13 не показан) подается на обмотку электромагнитного привода. Вследствие этого происходит пропорциональное величине подаваемого сигнала линейное перемещение якоря и воздействие штока якоря на управляющий золотник. При увеличении управляющего сигнала шток якоря, преодолевая усилие возвратной пружины, выдвигается из корпуса электромагнитного привода и перемещает золотник в определен-

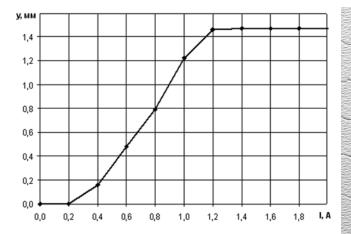


Рис. 12. Зависимость перемещения золотника y от силы тока I в обмотке электромагнита фирмы Delphi

ное положение, сокращая проходное сечение. Это сечение может быть образовано запорной кромкой 10 (рис. 13, а) или 11 (рис. 13, б) золотника 4 и расточкой или отверстием 12 на втулке 3 золотника 4.

У золотниковой пары, представленной на рис. 13, а, регулируемое проходное сечение образуется между кромкой расточки на втулке золотника, выполненной в зоне отверстия 12, и пазом 10 золотника, сделанным в форме треугольника (рис. 13, в). У золотниковой пары, представленной на рис. 13, б, регулируемое проходное сечение образуется между отверстием 12 и острой кромкой 11, выполненной непосредственно на торце золотника.

В золотниковой паре топливо, подаваемое от подкачивающего насоса, поступает через отверстия 12 на втулке к запорной кромке 10 (рис. 13, а) или 11 (рис. 13, б) золотника 4. Топливо, протекая через регулирующее проходное сечение, выходит через осевое отверстие на торце втулки 3. Тем самым поддерживается заданная величина подачи в линию низкого давления перед стадией нагнетания топлива плунжерной парой ТНВД. Применение золотника с запорной кромкой 10 (рис. 13, в) предпочтительно в тех случаях, когда требуется точное пропорциональное регулирование дозируемого топлива при невы-

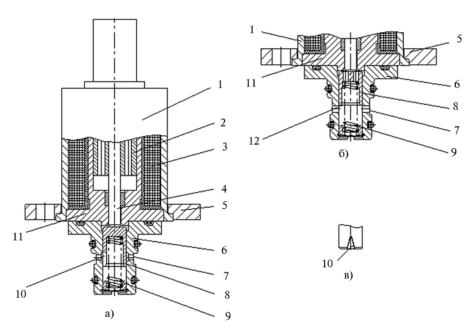


Рис. 13. Электромагнитный дозирующий клапан конструкции ОАО "ЯЗДА":

а — осевой разрез варианта с золотниковой парой, имеющей запорную кромку золотника в виде треугольного паза; б — вариант золотниковой пары с запорной кромкой, выполненной непосредственно на торце золотника; в — кромка золотника; 1 — кожух электромагнита; 2 — якорь электромагнита; 3 — обмотка электромагнита; 4 — шток; 5 — фланец; 6 — втулка; 7 — отверстие для подачи топлива; 8 — золотник; 9 — возвратная пружина; 10, 12 — отсечные кромки; 11 — внутренний корпус;

соких максимальных расходах, а запорная кромка 12 предпочтительна при невысоких требованиях к точности регулирования, но более высоких максимальных расходах топлива.

Тяговые характеристики электромагнитного привода и характеристики производительности

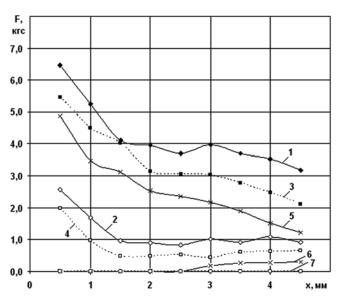


Рис. 14. Тяговые характеристики электромагнитного привода производства для дозатора 320.1111 280:

 $1 - I = 2,0 \text{ A}, (x^{\uparrow}); 2 - I = 2,0 \text{ A}, (x^{\downarrow}); 3 - I = 1,5 \text{ A}, x^{\uparrow}; 4 - I = 1,5 \text{ A}, x^{\downarrow}; 5 - I = 1,0 \text{ A}, x^{\uparrow}; 6 - I = 1,0 \text{ A}, x^{\downarrow}; 7 - I = 0,5 \text{ A}, x^{\downarrow}$

ТНВД модели Э20 с дозатором Э20.1111 280, управляемым электрическим сигналом, представлены на рис. 14 и 15. В диапазоне напряжений 0—9 В подача *q* ТНВД практически не зависит от величины напряжения и находится на максимальном уровне. В диапазоне напряжений 9—15 В подача ТНВД уменьшается с ростом напряжения, причем указанное уменьшение имеет линейный характер. При напряжении более 15 В происходит прекращение подачи ТНВД.

Рабочий диапазон напряжений управляющего сигнала дозатора Э20.1111 280 электромагнита составил от 9 до 15 В. При повышении напряжения от 9 до 15 В дозатор уменьшает подачу ТНВД модели Э20 от максимального значения (для данного режима) до нуля. Зависимость подачи ТНВД от напряжения управляющего сигнала в диапазоне от 9 до 15 В близка к линейной. В процессе испытаний был отмечено различие (гистерезис) характеристик производительности ТНВД модели Э20 в зависимости от направления изменения напряжения управляющего сигнала, подаваемого на дозатор. Максимальное значение гистерезиса было зафиксировано при $n = 600 \text{ мин}^{-1}$ и $p_{\rm ak} = 300~{\rm krc/cm^2}$ и составило 23 % от максимальной подачи ТНВД. Величина гистерезиса

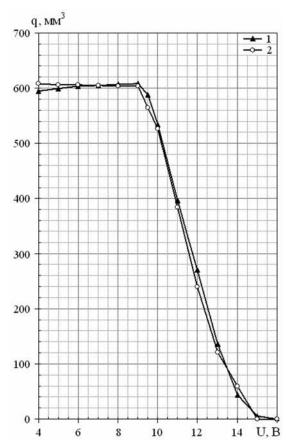


Рис. 15. Характеристики производительности ТНВД модели Э20 с дозатором Э20.1111280 при n=2400мин $^{-1}$ и $p_{\rm ak}=90$ МПа:

1- увеличение напряжения; 2- уменьшение напряжения

была снижена до 5 % от максимальной подачи ТВНД путем установки дополнительной пружины от дозатора Delphi в дозатор Э20.1111 280.

Проведенные исследования подтвердили работоспособность разработанного электромагнитного дозирующего клапана для ТНВД аккумуляторной топливной системы производства ОАО "ЯЗДА" и возможность формирования требуемых характеристик управления топливоподачей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **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.
- Klingmann, V. R., Bruggemann H. Der neue Vierzylinder-Dieselmotor OM611 mit Common Rail-Einspritzung // MTZ, 1997. — Jg. 58. — N 12. — S. 760—767.
- Kammerdiener, T., Burgler L. Ein Common Rail-Konzept mit druckmodulierter Einspritzung // MTZ, 2000. – Jg. 61. – N 4. – S. 230–238.
- 4. **Jorach, R. W., Doppler, H., Altmann O.** Schwerol-Common-Rail-Einspritzsysteme für Grossmotoren // MTZ, 2000. Jg. 61. N 12. S. 854—861.
- Maiorana, G., Rossi, G. S., Ugaglia C. Die Common Rail-Motoren von Fiat // MTZ, 1998. – Jg. 59. – N 9. – S. 535–537.
- Грехов, Л. В. Аккумуляторные топливные системы двигателей внутреннего сгорания типа Соттом Rail [Текст] / Л. В. Грехов. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2000. — 64 с.
- 7. **Курманов, В. В.** Аккумуляторная топливная система ЯЗДА [Текст] / В. В. Курманов, А. В. Жаров, П. В. Курманов // Автомобильная промышленность, 2010. № 3. С. 7—10.
- 8. **Курманов**, **П. В.** Волновые процессы в аккумуляторной топливной системе [Текст] / П. В. Курманов, А. В. Жаров, В. В. Курманов, В. А. Марков // Автомобильная промышленность, 2011. № 2. С. 8—10.



УДК 621.43.6

А. Е. Свистула, д-р техн. наук, проф.,

Г. Д. Матиевский инж., Алтайский ГТУ (г. Барнаул) Е-mail: d212004032@ mail.ru

Pабота выполнена в рамках реализации $\Phi \coprod \Pi$

"Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009—2013 гг."

Улучшение рабочего процесса дизеля при двойной подаче топлива

Приведены результаты экспериментального исследования двухразовой подачи топлива в дизеле с топливной системой непосредственного действия разделенного типа. Определены оптимальные параметры двухфазной подачи топлива, достигнуто снижение расхода топлива на 4 %, "жесткости" — на 25 %, максимального давления сгорания — на 10 %, выброса оксидов азота — на 40 %, сажи — на 30 %.

Ключевые словза: дизель, двойная подача топлива, топливная система, смесеобразование, рабочий процесс, оксиды азота, сажа.

Постановка задачи

При двойной подаче топлива предусматривается разделение цикловой порции на две части по количеству и времени подачи. Одна из них —

основная, большого объема, подается в цилиндр в районе верхней мертвой точки (ВМТ) в такте сжатия, как это обычно делается в дизеле. Вторая — предварительная, первичная или запальная меньшего объема, предшествует основной и подается в систему впуска или в цилиндр на тактах впуска, сжатия или в конце выпуска (Вигом-процесс). В случае, когда разделение во времени запальной и основной доз не происходит и основная порция следует непосредственно за малой запальной, двойная подача топлива называется ступенчатой.

Общая схема осуществления двойной подачи топлива в дизеле с системой непосредственного действия разделенного типа представлена на рис. 1. Из нее видно, что классификация подачи топлива может осуществляться по ряду признаков. Среди них: по фазам (тактам) рабочего цикла (в каких осуществляется подача основной и дополнительной порций топлива); по способу (карбюрирование, впрыскивание) и месту

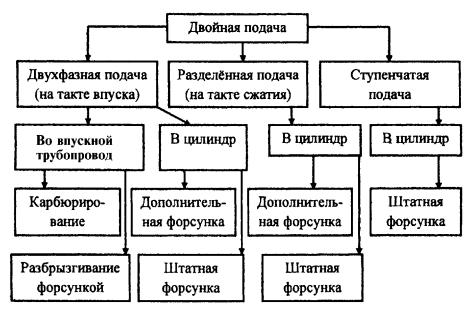


Рис. 1. Схема реализации двойной подачи топлива в дизеле



(во впускной трубопровод, в цилиндр) подачи дополнительной порции топлива; по конструктивным особенностям топливоподающей аппаратуры.

При всех различиях способов двойной подачи в исполнении их объединяет одна общая особенность: однотипный механизм воздействия на рабочий процесс через сокращение периода задержки воспламенения, связанного с тем, что впрыскивание основной порции топлива осуществляется в среду, в той или иной мере гомогенизированную и ионизированную протеканием холоднопламенных реакций окисления запальной порции топлива [1]. В результате скорость выделения теплоты в начальной фазе сгорания заметно снижается в сравнении с одноразовым (традиционным) впрыскиванием. При такой трансформации процесса сгорания (в начальной фазе) снижаются "жесткость", максимальные давление и температура сгорания. Открываются возможности использования топлив с низким цетановым числом или водотопливных эмульсий, реализации в какой-то степени многотопливности, снижения тепловой и механической нагруженности двигателя, уровня шума, уровня вредности и дымности отработавших газов. Достигаемые преимущества и представляют мотивацию работ по двойной подаче топлив [1—4]. Они наиболее ценны для двигателей с неразделенными камерами сгорания (КС) в поршне с преимущественно объемным смесеобразованием, для которых характерно интенсивное выделение теплоты в начальной фазе сгорания с вытекающими отсюда негативными проявлениями. Именно таким способам смесеобразования отдается предпочтение при разработке современных дизелей.

Однако известно, что подавление скорости выделения теплоты в начальной фазе сгорания в районе ВМТ, где теплота преобразуется в работу наиболее эффективно, создает предпосылки к снижению экономичности цикла. К ним можно отнести увеличение вероятности нарушения принципа смесеобразования: топ-

ливный факел основной подачи не должен проходить через зону воспламенения запальной порции. Это приводит к ухудшению макросмесеобразования по причине переобогащения смеси в зоне воспламенения и переобеднению ее в периферийных объемах КС. Нарушается согласованность, достигнутая в процессе доводочных испытаний двигателя между воспламенения, периодом задержки дальнобойностью топливного факела, диаметром горловины камеры и скоростью вихревого движения заряда. Несомненно, что все эти нарушения наиболее выражены при преждевременном (до подачи основной порции) воспламенении запальной порции топлива, и при организации двойной подачи топлива оно должно быть исключено [1].

Вместе с тем существуют и факторы положительного влияния на эффективность использования теплоты в цикле. К ним следует отнести значительную гомогенизацию смеси запальной порции топлива (кроме ступенчатой подачи) и сокращение продолжительности основной подачи, которые уменьшают продолжительность фаз основного сгорания и догорания топлива.

Совокупное изменение упомянутых выше нежелательных и желательных факторов влияния на экономичность цикла в зависимости от их интенсивности может дать любой результат (улучшение, ухудшение, неизменность).

Изменение условий смесеобразования и сгорания при двойной подаче в сравнении с традиционной одноразовой подачей с точки зрения экономичности цикла и двигателя не является единственной, а возможно, и не всегда главной причиной. Есть и другие причины, непосредственно связанные с реализацией способа подачи первичной дозы топлива и приводящие к прямым ее потерям. Наиболее отчетливо они просматриваются при подаче первичной порции штатной форсункой в цилиндр в начальной фазе такта впуска (в конце выпуска), в период продувки цилиндра, когда открыты оба клапана

(впускной и выпускной) и практически отсутствуют при ступенчатом впрыскивании топлива.

Прямые потери части запальной дозы топлива обусловлены двумя причинами. Первая — это возможный унос части топлива с отработавшими газами, покидающими цилиндр через еще открытые выпускные клапаны, что наиболее характерно для двигателей с газотурбинным наддувом и интенсивной продувкой цилиндра свежим зарядом. Вторая — связанная с тем, что в сравнении с впрыскиванием основной порции топлива в КС впрыскивание запальной порции осуществляется при других условиях: отсутствует противодавление впрыскиванию, увеличивается объем цилиндра, ниже температура среды, более интенсивные турбулентные пульсации газовоздушной среды. Все это с учетом высокой кинетической энергии топливной струи, несмотря на ориентацию траектории топливных факелов в КС, позволяет части топлива, отраженной от поверхности КС и днища поршня и захваченной вихревым движением воздушного заряда, переноситься на менее нагретые поверхности цилиндра. С них не успевшее испариться топливо снимается поршневыми кольцами, увеличивая прямые потери запальной дозы топлива.

Минимизация суммарных потерь запальной порции достигается подбором некоторых компромиссных условий по фазе и количеству подаваемого топлива потому, что условия получения минимальных прямых потерь топлива, обусловливаемых действием первой и второй причин, не совпадают или даже противоположны. Так, для уменьшения потерь топлива, связанных с попаданием на стенку цилиндра, необходимо обеспечить его впрыскивание предположительно непосредственно в КС, т. е. в начале впуска при подходе поршня к ВМТ по фазе, примерно аналогичной той, при которой осуществляется впрыскивание основной порции топлива в КС в конце такта сжатия. Но тогда необходимо осуществлять предварительное впрыскивание в фазе принудительного выпуска до ВМТ, что увеличивает вероятность роста прямых потерь топлива в систему выпуска, накапливающихся в течение всего периода перекрытия клапанов.

Потери топлива можно исключить, если осуществлять впрыскивание после закрытия выпускных клапанов, но при этом нарушается условие попадания всей первичной подачи топлива в КС.

Конечно можно "подстроить" (сузить) фазы газораспределения (конец выпуска, начало впуска), что нежелательно, так как может привести к уменьшению наполнения и эффекта (охлаждения цилиндра поршневой группы — ЦПГ) продувки при газотурбинном наддуве двигателя.

В общем случае двухразовая подача топлива влияет на эффективность преобразования теплоты в работу как через изменение условий смесеобразования и сгорания общей порции топлива, так и через ее уменьшение из-за наличия прямых потерь первичной порции топлива. Разнонаправленность факторов влияния по опыту экспериментальных исследований приводит к трем возможным случаям: индикаторная и эффективная экономичности цикла и двигателя снижаются, остаются неизменными или возрастают при достижении некоторой оптимальной величины первичной подачи, равной 10—25 % полной подачи.

Результаты экспериментального исследования

Двухфазная подача топлива была осуществлена на экспериментальной одноцилиндровой установке размерностью 130/140, предназначенной для проведения исследований по организации рабочего процесса дизеля и оборудованной всеми основными средствами измерения и контроля для выполнения подобных работ. Одноцилиндровый отсек укомплектован двумя плунжерными секциями топливного насоса высокого давления (ТНВД) с автономным управлением, что позволяет независимо устанавливать и изменять в процессе работы подачу топлива каждой из секций. Движение плунжеров насосных секций осуществляется с помощью однотипных кулачковых шайб, имеющих возможность изменения фазного положения относительно друг друга и по отношению к коленчатому валу, что позволяет независимо настраивать моменты начала подачи дополнительной и основной порций топлива. Кроме этого, имеется устройство, позволяющее на работающем двигателе одновременно изменять момент начала подачи основной и дополнительной доз топлива.

Впрыскивание топлива осуществлялся специальной форсункой (обработанная серийная форсунка), к двум входным штуцерам которой топливо подводится в отдельности от каждой насосной секции по трубкам высокого давления, а затем и по каналам в форсунке (основному и дополни-

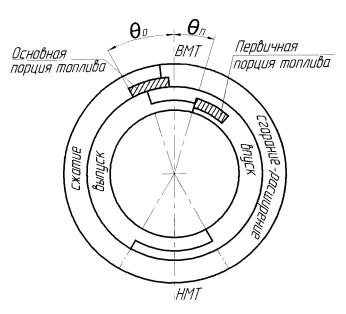


Рис. 2. Диаграмма фаз двойной топливоподачи

тельному) непосредственно в полость под иглой распылителя [5]. Для разделения трасс подачи основной и дополнительной порций топлива в каналах форсунки установлены обратные клапаны.

При создании экспериментальной системы топливоподачи были максимально использованы элементы топливоподающей аппаратуры серийных двигателей ОАО "ПО АМЗ".

Созданная экспериментальная система двухразовой подачи является универсальной, так как дает возможность осуществлять двухфазную, разделенную и ступенчатую подачи.

В исследованиях система была настроена на двухфазную подачу топлива по схеме, данной на рис. 2. Подача запальной порции производилась в такте впуска после ВМТ, сразу же после закрытия выпускного клапана, а основной — как обычно, в конце такта сжатия. При назначении момента подачи запальной порции руководствовались необходимостью исключения прямых потерь топлива в систему выпуска и сохранения фаз газораспределения серийного двигателя.

Программа исследований предусматривала предварительные и основные испытания дизеля.

Предварительными испытаниями производилась апробация разработанного варианта двухфазной подачи и оценивалась величина первичной дозы топлива, при которой происходит ее самовоспламенение.

Основными испытаниями выявлялось влияние системы топливоподачи на показатели рабочего процесса, дымность и токсичность отработавших газов и определялись оптимальные параметры топливоподачи по величине первичной подачи и моменту начала подачи основной дозы топлива.

Апробация разработанного варианта двухфазной подачи осуще-

ствлялась снятием и сравнением нагрузочных характеристик двигателя, работающего в режиме традиционной подачи топлива (одноразовая, в конце такта сжатия) через основной канал топливоподачи и через дополнительный. Результаты исследования показали хорошие серийные параметры работы двигателя (по экономичности, нагрузке и др.) и хорошую их сходимость для обоих вариантов (каналов) подачи топлива. Это дает основания считать, что введение дополнительного канала в штатной форсунке не ухудшает качество впрыскивания через основной канал.

Для определения величины запальной дозы топлива, при которой происходит ее самовоспламенение на работающем под нагрузкой дизеле, был принят метод, вероятно менее точный, чем метод, основанный на фиксации и сравнении значений углов начала впрыскивания основной дозы топлива по подъему иглы распылителя и начала видимого сгорания по индикаторной диаграмме, но более оперативный. Суть его в следующем. При заданной исходной нагрузке (индикаторной или эффективной) на двигателе с помощью имеющегося устройства задавался заведомо поздний угол опережения впрыскивания топлива при нулевой предварительной подаче. Индикаторная диа-

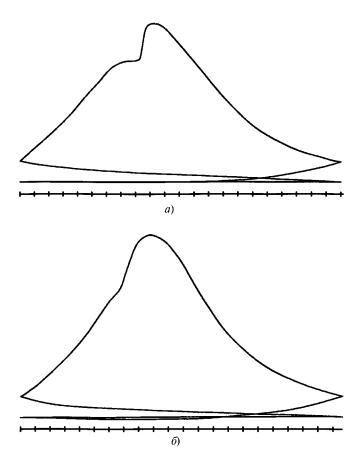


Рис. 3. Осциллограммы давления в цилиндре (индикаторная диаграмма):

а — позднее воспламенение (без подачи предварительной порции топлива); б — преждевременное воспламенение дополнительной порции топлива

грамма, фиксируемая на экране осциллографа, как известно, приобретает характерный вид: начало видимого сгорания сдвигается на линию расширения (рис. 3, a). Затем осуществляется последовательное увеличение предварительной подачи и фиксируется ее значение, при котором индикаторная диаграмма приобретает типичный вид с началом сгорания до ВМТ (рис. 3, δ). Оно и принималось за границу преждевременного воспламенения запальной порции топлива.

Обобщающий график изменения границы преждевременного воспламенения предварительной порции q_{Π} в функции среднего индикаторного давления p_i представлен на рис. 4. Откуда следует, что граничные порции топлива достаточно большие, в среднем около 50 мг/цикл, что составляет более половины от цикловой подачи номинального режима, имеют тенденцию к увеличению с ростом нагрузки. Последнее, в общем, объясняется, если принять величину первичной дозы топлива за меру гетерогенности образую-

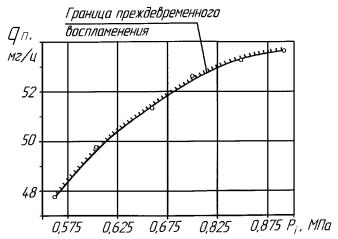


Рис. 4. Изменения границы преждевременного воспламенения:

 $n = 1750 \text{ мин}^{-1}$; четырехсопловый распылитель

щейся смеси и способности к самовоспламенению и учесть, что с увеличением нагрузки она уменьшается из-за более высокого температурного уровня поверхностей деталей, на которые подается топливо. Соответственно, с увеличением нагрузки для появления локальных зон гетерогенной смеси — источника самовоспламенения — требуется большая первичная подача топлива.

Исследования по оценке влияния двухфазной подачи топлива на показатели работы двигателя проводились в такой последовательности. Сначала определяли оптимальный по величине индикаторного КПД угол опережения начала подачи основной порции топлива θ_0 при фиксированной предварительной подаче 20% от цикловой подачи номинального режима работы штатного дизеля и начале подачи в момент закрытия выпускного клапана (30° после ВМТ) на такте впуска. Затем при выбранном угле θ_0 снималась характеристика изменения показателей работы дизеля от величины первичной подачи топлива q_{Π} (рис. 5, a). Доза 20% была принята на основании рекомендаций авторов более ранних работ.

Испытания по выбору угла θ_0 подтверждают слабое влияние угла θ_0 на индикаторный КПД и существенное на максимальное давление и скорость нарастания давления в диапазоне изменения угла θ_0 24—31° до ВМТ. За оптимальный был принят угол 26° до ВМТ, при значении которого и снята характеристика влияния количества предварительной подачи топлива на показатели работы дизеля (рис. 5, a).

Первая точка характеристики на рис. 5, а получена для исходного режима работы дизеля с частотой

вращения n=1750 мин $^{-1}$, давлением $p_i=0,875$ МПа и предварительной подачей топлива $q_{\Pi}=0$. Последующие точки получены при осуществлении предварительной

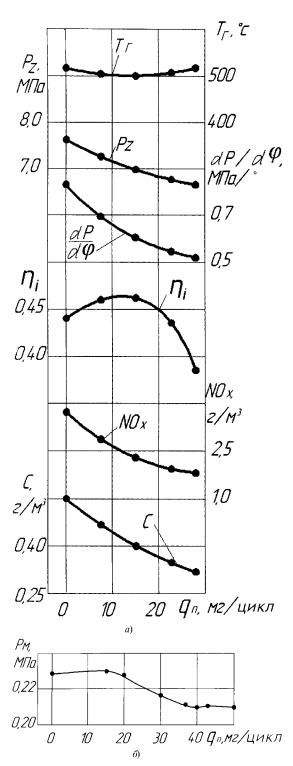


Рис. 5. Влияние предварительной порции топлива на показатели дизеля (четырехсопловый распылитель)

подачи q_{Π} и соответствующем снижении основной q_{0} так, чтобы суммарная подача оставалась неизменной.

Анализируя кривые на рис. 5, а, можно установить зону эффективного воздействия двухфазной подачи на показатели работы двигателя. В этой зоне, расположенной в диапазоне изменения $q_{\Pi}=0-30$ мг/цикл, индикаторный КПД η_i больше (или равен на границах зоны), а значения жесткости, максимального давления сгорания, содержания оксидов азота и сажи в отработавших газах ниже по сравнению с исходным режимом при $q_{\Pi}=0$.

Выход за правую границу зоны нежелателен из-за существенного уменьшения КПД η_i .

Для достижения наибольшего увеличения индикаторного КПД (до 5 %) и пренебрежения эффектом уменьшения динамики цикла, дымности и токсичности в сравнении с исходным режимом необходимо оптимальное значение $q_{\Pi}=15$ мг/цикл. Для получения большего эффекта в снижении максимального давления, жесткости сгорания и содержания в ОГ оксидов азота следует принимать $q_{\Pi}=20$ мг/цикл.

На рис. 5, б обращает внимание зависимость среднего давления механических потерь $p_{\rm M}$ от величины предварительной подачи $q_{\rm \Pi}$, полученная методом "прокрутки", в расширенном диапазоне изменения $q_{\rm \Pi}$. Начиная с подачи $q_{\rm \Pi}$, несколько большей 20 мг/цикл, четко прослеживается снижение давления механических потерь на 10~% от величины $p_{\rm M}$ в исходном режиме работы дизеля при $q_{\rm \Pi}=0$. Причиной такого снижения давления $p_{\rm M}$, как отмечалось выше, является попадание части предварительной порции топлива в масляную пленку зеркала цилиндра и ее разжижение, несмотря на ориентацию топливных струй в KC.

Для установления факторов влияния на вторую характерную величину подачи q_{Π} были проведены пробные испытания по углу начала подачи первичной дозы топлива q_{Π} для трех видов распылителей, отличающихся числом сопловых отверстий и

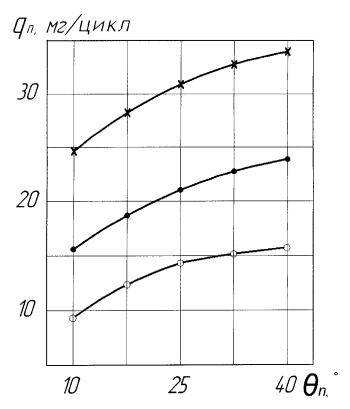


Рис. 6. Параметры предварительной порции $q_{\rm n}$ распылителем:

о — односопловым; • — четырехсопловым; × — пятисопловым

их диаметром с неизменным общим эффективным проходным сечением: односопловым (центральное положение), четырех- и пятисопловым. Результаты испытаний (рис. 6) показывают увеличение q_{Π} при переходе от односоплового распылителя к пятисопловому и с ростом угла запаздывания впрыскивания первичной дозы топлива после ВМТ.

Наиболее вероятной причиной получения лучших результатов в случаях пятисоплового распылителя при более поздних углах θ_{Π} следует считать снижение кинетической энергии топливной струи при контакте с поверхностями камеры сгорания и днища поршня, обусловленное меньшими массой и скоростью вытекающего топлива и увеличением длины пролета струи к моменту встречи с поверхностями. Эти факторы уменьшают количество топлива, отраженного от поверхностей, частично попадающего на стенку цилиндра и снижающего механические потери. Соответственно величина q_{Π} сдвигается в область более высоких значений.

Подводя итоги выполненных исследований, следует отметить три отличительные величины первичной подачи топлива: первая q_{Π} определяет

максимум индикаторного КПД; вторая q_{Π} — начало заметного снижения давления механических потерь, вызванного ростом прямых потерь топлива, попадающего на стенку цилиндра и разжижающего масло; третья q_{Π} — самовоспламенение предварительной порции топлива. Из них первая наименьшая (15 мг/цикл), вторая — близка к первой ($20 \,\mathrm{мг/цикл}$) и третья — в 2,0— $2,5 \,\mathrm{pasa}$ превосходит первую и вторую. Такое соотношение величин по отношению к первой подаче позволяет предполагать, что прямые потери топлива — наиболее важная причина снижения индикаторного КПД по достижению максимального значения. Самовоспламенение на максимум η_i не влияет, так как оно настроено при существенно больших значениях предварительной подачи топлива.

Выволы

- 1. Разработана и реализована система двойной подачи топлива на базе универсального одноцилиндрового отсека дизелей производства ОАО ПО "АМЗ" размерностью 130/140 с КС типа ЯМЗ, в основе которой — штатная форсунка с двумя однотипными каналами подвода топлива в полость под иглой распылителя. Система открывает широкие возможности проведения экспериментальных исследований по изучению и оптимизации параметров двойной подачи топлива по моменту и величине подачи первичной и основной доз топлива.
- 2. При подаче первичной дозы топлива на такте впуска (после завершения выпуска) и выявленных оптимальном значении первичной дозы 20 % номинальной цикловой подачи и угле начала подачи основной порции 27° до ВМТ достигнуто улучшение показателей экономичности и динамики цикла, а также токсичности и дымности отработавших газов. Индикаторный КПД увеличился на 4 %, снизились максимальные давление цикла и скорость его нарастания соответственно на 10 и 25 %, содержание оксидов азота — на 40 %, сажи — на 30 %.
- 3. Установлена зона эффективного использования двухразовой подачи топлива по величине предварительной подачи $q_{\Pi} = 0$ —18 мг/цикл, а также отличительные значения предварительной подачи по максимуму экономичности $q_{_{\Pi}}^{^{9}}=15\,\mathrm{мг/}$ цикл, увели-

по преждевременному воспламенению топлива $q_{\Pi}^{\rm B}=50$ мг/цикл, которые следует учитывать при реализации двухфазной подачи топлива.

4. Для расширения зоны эффективного использования двухфазной подачи топлива по величине предварительной подачи следует уменьшить или полностью исключить прямые потери топлива, попадающего на стенки цилиндра, оптимизацией параметров впрыскивания, позволяющей уменьшить кинетическую энергию топливной струи, взаимодействующей с поверхностями КС и днища поршня. Этого можно достичь увеличением числа сопловых отверстий распылителя при меньшем диаметре и более поздним углом впрыскивания после ВМТ.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Лазарев, Е. А.** Эффективность разделенного впрыскивания топлива в тракторных дизе-

- лях с камерой сгорания ЦНИДИ [Текст] / Е. А. Лазарев, Б. Л. Арав, Е. Г. Пономарев // Двигателестроение. 1990. \mathbb{N} 11. С. 51—54.
- 2. **Лазарев, Е. А.** Эффективность разделенного впрыскивания топлива в камеру сгорания дизеля [Текст] / Е. А. Лазарев, В. С. Мурзин, А. П. Маслов // Двигателестроение. 2008. $N \ge 3$. С. 13—16.
- 3. **Врублевский, А. Н.** Оценка возможности ступенчатого впрыскивания топлива в цилиндр дизеля 4ДТНА с помощью двухпружинной форсунки [Текст] / А. В. Денисов, А. Л. Григорьев, А. В. Грицюк, Г. А. Щербаков // Двигатели внутреннего сгорания. 2006. № 2. С. 79—84.
- 4. **Грицюк, А. В.** Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля [Текст] / А. В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. 2009. № 2. С. 32—35.
- Свистула, А. Е. Патент на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 M 25/022. Система питания дизеля / А. Е. Свистула, Д. Д. Матиевский, Е. М. Калюжный, А. Тактак (РФ) № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; опубл. 20.11.04, бюл. № 32.

Вниманию чимамелей! ООО "ИЗДАТЕЛЬСТВО МАШИНОСТРОЕНИЕ" принимает подписку на журнал 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 621.43 М. Г. Шатров, д-р техн. наук, проф., А. Л. Яковенко. канд. техн. наук; МАДИ (ГТУ) E-mail: dvs@madi.ru

Исследование влияния скоростного режима работы ДВС на уровень его структурного шума

Представлена методика прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания, разработанная для использования в рамках единого информационного пространства "ДВС". С помощью данной методики и сформированных моделей ряда дизелей выполнен расчет уровня их звуковой мощности от основных источников по внешней скоростной характеристике. Произведен анализ изменения вклада данных источников в общий уровень звуковой мошности дизелей в зависимости от частоты вращения. Корректность расчетов с использованием сформированной методики проверена экспериментально на дизеле 8ЧН 12/13.

Ключевые слова: структурный шум, единое информационное пространство, двигатель внутреннего сгорания, трехмерное моделирование двигателя.

Введение. Уровень акустического излучения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является его важной характеристикой, так как ДВС входит в состав транспортного средства (ТС) и является одним из самых активных источников его шума. Максимальный уровень шума ТС устанавливается соответствующими нормативными документами, при этом периодически происходит ужесточение требований к допустимому уровню шума автомобиля. В связи с этим при проектировании нового ТС необходимо изначально закладывать запас по уровню шума с учетом введения перспективных норм. Для этого может потребоваться модернизация конструкции автомобиля, двигателя и его рабочего процесса.

Источники шума двигателя принято разделять по происхождению на источники структурного шума (рабочий процесс, соударения в под-

вижных сочленениях, топливная аппаратура) и аэродинамического (шум систем впуска, выпуска и вентилятора системы охлаждения) [1]. По общему уровню аэродинамический шум превосходит структурный, однако в настоящее время сформированы и успешно применяются на практике методики доводки систем впуска и выпуска по шуму. Поэтому на первый план выходят источники структурного шума. В результате для оценки уровня структурного шума нужен соответствующий инструмент, в качестве которого и была разработана интегрированная методика прогнозирования структурного шума.

Методика прогнозирования структурного шума. Для повышения эффективности прогнозирования структурного шума при разработке методики использовались принципы единого информационного пространства "Двигатели внутреннего сгорания" (ЕИП "ДВС") [2]. Основу ЕИП "ДВС" составляет информационная модель двигателя, под которой подразумевается структурированный набор данных, описывающих конструкцию, рабочий процесс и другие аспекты ДВС. С информационной моделью ДВС на различных этапах его жизненного цикла взаимодействуют отдельные автоматизированные подсистемы, предназначенные, например, для проектирования его конструкции, рабочего процесса, прогнозирования уровня шума и т. д. В зависимости от решаемых задач могут быть разные уровни использования информационной модели. Так, на этапе принятия общих компоновочных решений по двигателю ("внешнем" проектировании) достаточно использовать лишь самые общие параметры двигателя: число цилиндров, компоновочная схема, диаметр цилиндра и некоторые другие. При детальной проработке конструкции ДВС набор используемых данных существенно расширяется, необходима информация по отдельным системам и деталям двигателя.

Рассмотрим особенности формирования специализированной автоматизированной подсистемы, взаимодействующей с ЕИП "ДВС" и выполняющей прогнозирование структурного шума двигателя. Уровень звуковой мощности ДВС рассчитывается по известному [1, 2] выражению

$$P_W(kf_0) = z_S(kf_0)\rho c S_{\perp} \overline{v}_{e(S)}^2(kf_0),$$

где k — номер гармоники; f_0 — частота вращения коленчатого вала двигателя, $f_0 = \frac{60}{n}$, Γ ц; $S_{\rm д}$ — площадь наружных поверхностей двигателя; с — скорость звука в воздухе, м/с; ρ — плотность воздуха, кг/м³; ρc — волновое сопротивление воздуха; $\overline{v}_{e(S)}^2(kf_0)$ — средний по наружной поверхности квадрат эффективной скорости колебаний; $z_S(kf_0)$ — относительный коэффициент сопротивления излучению, нормированный по площади наружных поверхностей двигателя S_{π} .

Коэффициент $\overline{v}_{e(S)}^2(k\!f_0)$ рассчитывается соответственно по формуле

$$\begin{split} \overline{v}_{e(S)}^2(kf_0) &= \\ &= \frac{6.63 \cdot 10^{-4} n}{M_{\pi}} \sum_{k=A}^{N} G^2(kf_0) \frac{1}{z_{\text{B}}(kf_0) \eta(kf_0) k} \,, \end{split}$$

где n — частота вращения коленчатого вала; $M_{\rm д}$ — масса двигателя; $G(kf_0)$ — спектральная плотность силового фактора, возбуждающего колебания конструкции ДВС; $z_{\rm B}(kf_0)$ — входное сопротивление конструкции двигателя; $\eta(kf_0)$ — коэффициент неупругих потерь.

Для рабочего процесса плотность силового фактора определяется по выражению

$$G(kf_0) = \frac{F_{II}i}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} p_{\Gamma}(\omega t)e^{-j\omega t}dt,$$

где $p_{\Gamma}(t)$ — давление газа в цилиндре двигателя в функции времени t; $F_{\rm ц}$ — площадь поперечного сечения цилиндра; i — число цилиндров; j — комплексный множитель; $\omega = \frac{\pi n}{30}$ — угловая частота коленчатого вала; t — время.

При расчете шума от перекладок поршней для определения спектральной плотности силового фактора используется формула

$$G(kf_0) = G_N(kf_0) + G_{X_{VII}}(kf_0),$$

где $G_N(kf_0)$ — спектральная плотность боковой силы $N;\ G_{X_{y\pi}}(kf_0)$ — спектральная плотность силового фактора $X_{v\pi}$.

Силовой фактор $N_{\rm д}$, возникающий при перекладке поршня в процессе его движения, представляется как совокупность силы N и суммарного силового воздействия при ударе поршня о стенку цилиндра $X_{\rm уд}$:

 $N_{\rm A}=0$ при движении поршня от опорной стенки цилиндра к противоположной; $N_{\rm A}=X_{
m ya}$ при ударе поршня о стенку цилиндра; $N_{
m A}=N$ на всем остальном протяжении перекладки поршней.

Как видно из представленных выражений для определения уровня звуковой мощности необходимо знать массогеометрические параметры двигателя и силовой фактор, вызывающий колебания конструкции ДВС.

Указанные параметры могут быть определены с использованием данных ЕИП "ДВС", формируемых подсистемами: "Рабочий цикл" и "Конструкция ДВС", а общий уровень и спектры звуковой мощности определяются в подсистеме "Структурный шум".

Объект исследования	$i_{ m II}$	Компо- новка	$N_{e ext{hom}}$, к B т	$n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1}$	iV_h , л	D, mm	<i>S</i> , мм	K	λ
44H 11/12,5	4	L	102	2400	4,75	110	125	1,136	0,276
64H 11/12,5	6	L, V	153	2400	7,13	110	125	1,136	0,276
84H 12/12	8	V	190	2600	10,85	120	120	1,000	0,275
84H 12/13	8	V	280	1900	11,76	120	130	1,083	0,295

П р и м е ч а н и е. L — линейная, V — V-образная компоновка.

Таким образом, методика прогнозирования структурного шума ДВС включает в себя следующие этапы:

- 1. Формирование информационной модели ДВС.
 - 2. Расчет рабочего цикла двигателя.
 - 3. Разработка модели конструкции.
 - 4. Расчет структурного шума ДВС.

Особенности подсистем, используемых для прогнозирования структурного шума. Моделирование конструкции двигателя выполняется с использованием параметрических двух- и трехмерных моделей (рис. 1). Под параметризацией понимается выделение наиболее значимых размеров детали и задание разного рода взаимосвязей между ними. Это позволяет сократить время на проведение исследований по влиянию конструктивных параметров двигателя на его уровень структурного шума. Использование моделей конструкции двигателя разного уровня дает возмож-

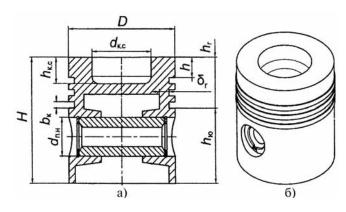


Рис. 1. Пример параметрической модели конструкции поршня:

а — двухмерная; б — трехмерная: D — диаметр поршня; d — диаметр камеры поршня; $h_{\rm KC}$ — высота камеры сгорания; h_{Γ} — высота головки; δ_{Γ} — толщина головки; H — высота поршня; $d_{\Pi,\rm H}$ — наружный диаметр пальца; $h_{\rm KO}$ — высота юбки; h — высота жирового пояса; $b_{\rm K}$ — высота канавки

ность выполнять расчеты на различных этапах его проектирования [3, 4].

Данные трехмерные модели, полученные в подсистеме "Конструкция ДВС", могут применяться многоаспектно: в презентациях, для иллюстрации состава, структуры и процессов ДВС, компьютерных лекциях, при выполнении прочностных и динамических расчетов и т. д. В подсистеме "Рабочий цикл" выполняется расчет цикла двигателя, строится его индикаторная диаграмма, которая может быть экспортирована для использования в других расчетах.

В подсистеме "Структурный шум" выполняется расчет общего уровня и спектров звуковой мощности двигателя от рабочего процесса и перекладок поршней. При этом она использует информационную модель двигателя, его определенные ранее массогеометрические параметры и индикаторную диаграмму.

Исследование структурного шума двигателя по внешней скоростной характеристике. С использованием разработанной методики прогнозирования структурного шума было выполнено исследование изменения уровня звуковой мощности ряда дизелей по внешней скоростной характеристике (BCX).

В качестве объектов исследования были выбраны пять дизелей: 4ЧН 11/12,5, 6ЧН 11/12,5 (L, V), 8ЧН 12/12 и 8ЧН 12/13 (табл. 1).

На первом этапе исследования для всех дизелей были сформированы блоки их основных параметров (табл. 2). На следующем этапе в подсистеме "Конструкция ДВС" были получены их трехмерные модели (рис. 2) и определены массогеометрические характеристики, которые были добавлены к показанному в табл. 2 набору данных.

На следующем этапе с использованием экспериментальных данных был выполнен расчет ра-

Таблица $\,2\,$ Пример блока исходных параметров дизеля 4ЧН 11/12,5

№ п/п	Наименование	Значения
1	Тип двигателя	Дизель с ГТН
2	Компоновка	Линейная
3	Тип системы охлаждения	Жидкостная
4	Число цилиндров	4
5	Диаметр цилиндра D , мм	110
6	Xод поршня S , мм	125
7	Коэффициент короткоходности К	1,136
8	Коэффициент $\lambda = r/l_{\text{III}} (r - \text{радиус})$ кривизны)	0,277
9	Степень сжатия є	17
10	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин $^{-1}$	2400
11	Номинальная мощность $N_{e \text{ ном}}$, кВт	100
12	Длина двигателя L_{π} , м	0,763
13	Масса двигателя M_{π} , кг	273
14	Площадь боковой поверхности двигателя, S_{π} , м ²	1,5
15	Масса поршневой группы $m_{\Pi,\Gamma}$, кг	1,85
16	Момент инерции поршня J_{Π} , кг · м ²	0,00361
17	Смещение пальца от оси цилиндра a , мм	0
18	Положение поршневого пальца по высоте h , мм	46
19	Зазор между юбкой поршня и зерка-	0,1
20	лом цилиндра Д, мм	2,48
20	Масса шатуна $m_{\text{ш}}$, кг	2,48
22	Длина шатуна $l_{\rm m}$, мм	0,3
23	Отношение $l_{\text{ш.к}}/l_{\text{ш}}$ Материал блока-картера	0,3 Чугун

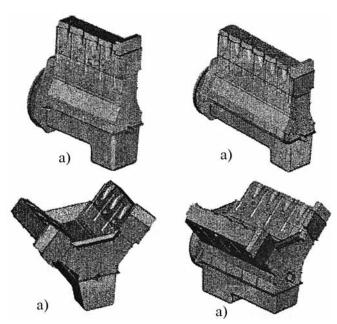


Рис. 2. Примеры трехмерных моделей, сформированных в подсистеме "Конструкция ДВС":

а — 4ЧН 11/12,5; б — 6ЧН 11/12,5 ($\it L$); в — 6ЧН 11,12,5 ($\it V$); г —8ЧН 12/12

бочего цикла дизелей, получены их индикаторные диаграммы и основные параметры по ВСХ (рис. 3). На заключительном этапе с использованием ранее полученных результатов был выполнен расчет общих уровней звуковой мощности от рабочего процесса и перекладок поршней для исследуемых дизелей по внешней скоростной характеристике (рис. 4).

Как видно из результатов расчетов, для всех дизелей наблюдается схожая картина: при увеличении частоты вращения коленчатого вала при работе по вешней скоростной характеристике в зоне малых и средних частот вращения уровень шума от рабочего процесса преобладает над уровнем шума от перекладок поршней, а в области высоких частот вращения на первое место выходит влияние перекладки поршней.

Экспериментальное определение уровня звуковой мощности по внешней скоростной характеристике. Для проверки правильности расчета звуковой мощности с помощью сформированной интегрированной методики прогнозирования структурного шума ДВС было проведено экспериментальное определение общего уровня звуковой мощности дизеля 8ЧН 12/13. Предварительно были также сформированы набор данных по двигателю, трехмерная модель его конструкции, выполнены расчеты его рабочего цикла по внешней скоростной характеристике.

Для оценки качества моделирования с использованием типовой методики по ГОСТ Р 51402—99 (ИСО 3746—95) была проведена серия экспериментальных измерений спектров и общих уровней звуковой мощности по ВСХ (рис. 5 и 6).

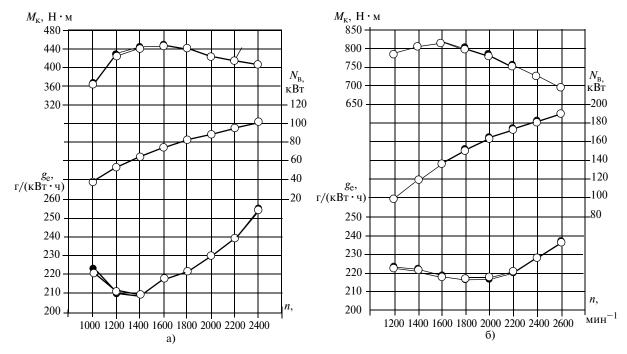


Рис. 3. Параметры двигателей:

a-4ЧН 11/12,5; 6-8ЧН 12/12; -- экспериментальные; -- расчетные

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что значения общих уровней звуковой мощности, определенные в третьоктавных частотных полосах спектра, для раз-

ных частот вращения коленчатого вала различаются в пределах $0.8-2.0~{\rm д}{\rm B}$, что является удовлетворительным для технической акустики.

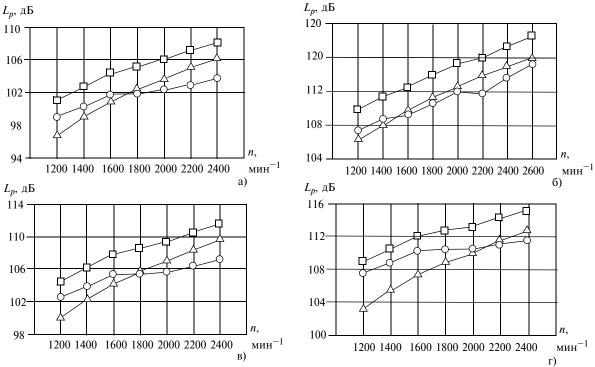


Рис. 4. Изменение уровня звуковой мощности источников структурного шума ДВС по внешней скоростной характеристике дизеля:

а — 4ЧН 11/12,5 (L); б — 8ЧН 12/12 (V); в — 6ЧН 11/12,5 (1); г — 6ЧН 11/12,5 (V); \bigcirc — — от рабочего процесса; \bigcirc — — от перекладок поршней; \bigcirc — — суммарный

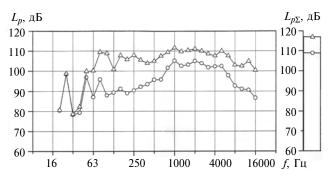


Рис. 5. Спектры и общие уровни звуковой мощности дизеля 8ЧН 12/13 для ряда режимов его работы:

$$_$$
О— -900 мин^{-1} ; $_$ Д— -1900 мин^{-1}

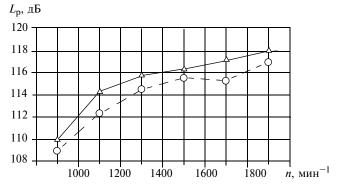


Рис. 6. Экспериментальные $L_{\rm P_3}$ и расчетные $L_{\rm P_p}$ суммарные уровни структурного шума (от рабочего процесса и перекладок поршней) дизеля 8ЧН 12/13 по ВСХ:

$$-\bigcirc - L_{P9}$$
; $-\triangle - L_{Pp}$

Выводы

- 1. Разработана интегрированная методика прогнозирования структурного шума ДВС, обеспечивающая формирование ряда сегментов единого информационного пространства "ДВС" на основе моделей конструкции, рабочего цикла и структурного шума ДВС. Предложенная методика позволяет значительно сократить временные затраты и повысить качество получаемой информации.
- 2. Представленные методики с использованием современных информационных технологий реализованы в виде подсистем геометрического моделирования "КШМ" и "МГР", а также "Рабочий цикл" и "Структурный шум".
- 3. Исследование уровня звуковой мощности от рабочего процесса и перекладок поршней ряда дизелей по внешней скоростной характеристике показа-

ло, что с ростом частоты вращения увеличивается вклад перекладок поршней в общий уровень звуковой мощности: на низких и средних частотах вращения коленчатого вала его величина меньше уровня шума от рабочего процесса, а на высоких — уровень шума от перекладок поршней становится определяющим.

4. Сравнительная оценка полученных экспериментальных и расчетных значений общего уровня структурного шума двигателя 8ЧН 12/13 по внешней скоростной характеристике позволила сделать вывод, что использование методики расчета структурного шума обеспечивает точность, приемлемую при выполнении акустических расчетов. Отклонение экспериментальных данных от расчетных для разных частот вращения коленчатого вала имеет приемлемые для технической акустики значения (2 дБ).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Алексеев, И. В.** Основы теории поршневых двигателей внутреннего сгорания с пониженными уровнями акустического излучения: дис. ... д-ра техн. наук 05.04.02: защишена 17.06.1986 / И. В. Алексеев; МАДИ (ГТУ). М., 1986. 287 с.
- 2. **Шатров, М. Г.** Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: дис. ... д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 27.03.2007 / М. Г. Шатров; МАДИ (ГТУ). М., 2007. 403 с.
- 3. **Яковенко, А. Л.** Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания: дис. ... канд. техн. наук 05.04.02: защищена 20.10.2009 / А. Л. Яковенко; МАДИ (ГТУ). М.,2009. 146 с.
- 4. **Шатров, М. Г.** Методика и некоторые результаты расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания для формирования компонентов единого информационного пространства "ДВС" [Текст] / М. Г. Шатров, А. Л. Яковенко // Вестник МАДИ (ГТУ). М.: МАДИ (ГТУ), 2009. Вып. 1 (16). С. 10—18.

УДК -621.81:621-192 П. П. Капуста¹, A. И. Bepec², И. А. Слабко^{1,2,3} ¹Бел. нац. техн. ун-т ²OAO "MA3" 3 ООО "Мультимера" E-mail: resursmash@ list.ru

Экспериментальные исследования сопротивления усталости и разработка новой сборной конструкции рамы двухосного магистрального тягача с повышенным ресурсом

(Рис. 1—6, 8—11, 16, 17, см. на 2-й, 3-й полосах обложки)

Обоснована необходимость проведения испытаний рам в составе ограниченно укомплектованного автомобиля, а также изложена эволюция развития стендов для ускоренных ресурсных испытаний на сопротивление усталости рам автомобилей. С использованием разработанных методов и стенда для ускоренных испытаний на примере несущей системы двухосного магистрального автомобиля-тягача МАЗ разработана новая сборная конструкция рамы с повышенным эксплуатационным ресурсом.

Ключевые слова: магистральный автомобиль-тягач, рама, сборная конструкция, испытания дорожные и стендовые, сопротивление усталости, ресурс стендовый и эксплуатационный.

Введение. Несмотря на интенсивное развитие расчетных методов исследования конструкций, узлов и деталей автомобилей, в том числе и отечественных, ожидать полного отказа от проведения дорогостоящих стендовых испытаний в ближайшее время, на наш взгляд, не стоит. Методы и способы проведения испытаний постоянно совершенствуются, используются новые технологии и более совершенное оборудование.

Исследования проведены в рамках выполнения НИР по договору БНТУ-MA3.

Методика исследований. Основные положения методики исследования и входящих в нее методов авторами опубликованы в работах [1-6].

Начало данного исследования было положено после получения опытного образца тягача, прошедшего в эксплуатационных условиях недостаточный для внедрения в производство пробеговый ресурс. Это был двухосный тягач с двухбаллонной задней подвеской [3-5]. Данная рама тягача была подвергнута комплексу испытаний в дорожных условиях. Напряженное состояние рамы определялось методом тензометрирования на следующих типах дорог и режимах движения в груженом и снаряженном состоянии, а также с поперечной штангой и без нее [3]:

"разбитый асфальт" — движение по неудовлетворительному асфальтовому покрытию, скорость движения V = 40, 50, 60 км/ч;

"ровный асфальт" — движение по усовершенствованному асфальтовому покрытию МКАД, скорость движения 50, 70, 90 км/ч;

"переставка" — движение согласно требований РД 37.001.005—86 со скоростями движения 40, 50, 60 км/ч;

"переезд препятствия треугольной формы" высотой 100 мм: единичное препятствие под левой стороной; единичное препятствие под правой стороной; два препятствия в линию перпендикулярно продольной оси автопоезда; два препятствия по диагонали в продольной проекции.

Нагружение производилось путем равномерной загрузки полуприцепа строительными блоками массой 800—900 кг. На тягаче про-

изводилось измерение статической нагрузки от массы полуприцепа и массы балластного груза. Данные режимы были выбраны исходя из соображений о возможности их моделирования при проверке виртуальной модели автопоезда.

Результаты исследований. Полученные данные эксплуатационных испытаний показали, что конструкция опытной рамы действительно имеет зоны с высоким значением циклических напряжений. Характер разрушений показал, что конструкции рамы данного тягача не обладают достаточной долговечностью. Разрушения отображены на рис. 1.

Анализ полученных данных выявил наличие значительных значений напряжений в некоторых исследуемых зонах (рис. 2—5).

Для определения эффективности мероприятий по усилению данной конструкции рама была установлена на испытательный стенд (рис. 7). Исходя из полученных данных тензометрирования был подобран режим закрутки данной рамы. Через седельное устройство рама была нагружена весом, имитирующим вес полуприцепа. Крепление задней подвески также имитирует реальные условия.

В ходе проведения испытаний были получены разрушения, изображенные на

рис. 8—11. Сравнение разрушений с разрушениями в эксплуатации показали, что выбранный способ стендовых испытаний не является оптимальным, так как не было обнаружено полного совпадения разрушений по следующим причинам: на автомобиле рама, являясь несущим и связующим звеном, подвергается различным воздействиям и различным дополнительным связям, которые приводят к перераспределению, в частности, жесткостных параметров по длине по сравнению с рамой в снаряженном состоянии. На данном стенде не использовались навесные элементы, кронштейны их крепления; рама закручивается за переднюю часть, задняя часть является жестко закрепленной, и, как правило, лишена многих степеней свободы по сравнению с реальными условиями; на данном стенде реализовано в основном только два разрушающих воздействия — кручение рамы и изгиб в горизонтальной плоскости.

В результате выполненного расчета методом конечных элементов (МКЭ) [4, 5] по схеме нагружения, аналогичного нагружению на гидравлическом стенде испытания рам, было обнаружено совпадение мест разрушений с местами наибольших значений напряжений расчета МКЭ (рис. 12).

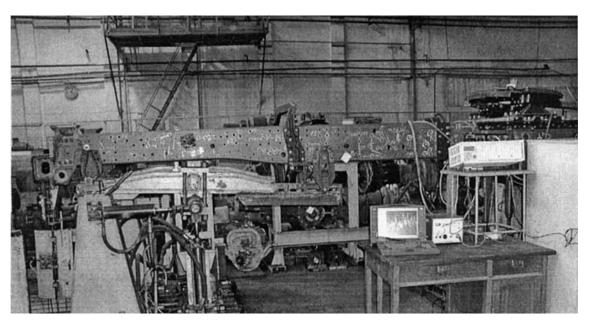


Рис. 7. Гидравлический испытательный стенд рам

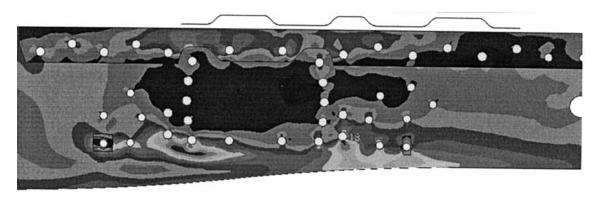


Рис. 12. Эквивалентные напряжения в отверстиях крепления кронштейна опоры

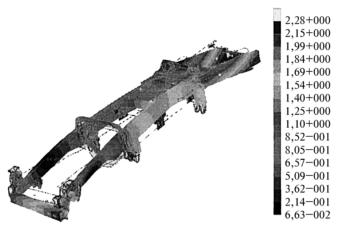


Рис. 13. Относительные деформации рамы 54402-2800010-001 при собственной форме колебаний и частоте 30,065 Гц

С использованием МКЭ выполнен модальный расчет рамы (рис. 13). Анализ данных показал совпадение некоторых мест разрушений с местами с максимальными значениями относительных

Рис. 14. Испытания тягача МАЗ 544008 с двухбаллонной подвеской на стенде-имитаторе трека

деформаций (в частности совпали разрушения правого лонжерона в зоне крепления верхнего кронштейна задней подвески).

Для устранения несовпадения мест разрушений в эксплуатации с местами разрушений на гидравлическом испытательном стенде рам были разработаны специальный стенд имитации трека и методика испытаний рам в составе автомобилятягача (рис. 14, 15) [3, 6]. Необходимо отметить, что использование данного стенда позволяет значительно сократить временные и финансовые затраты по сравнению с натурными испытаниями с применением специальных треков, установленных в шахматном порядке. Использование данного стенда позволяет воспользоваться накопленным опытом испытаний на автополигонах.

Стенд представляет собой четыре площадки, которые с помощью гидравлического привода приводятся в движение с заданными амплитудой

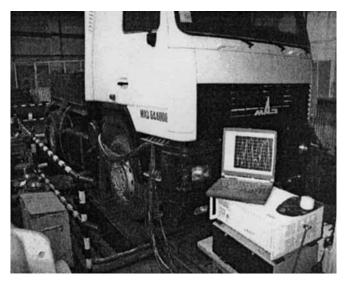


Рис. 15. Испытания рамы тягача МАЗ 544008 с четырехбаллонной подвеской на стенде-имитаторе трека

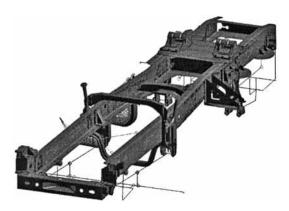


Рис. 18. Расчетная конечно-элементная модель новой конструкции рамы с четырехбаллонной подвеской

 $2,00^{+002}$ 1.86+002 1,73+002 1,60+002 1,47+002 1,33+002 1,20+002 1,07+002 9.37+001 8,95+001 6.73+001 5,40+001 4,08+001 2,76+001 1,44+001 1,13+000

Рис. 19. Распределение эквивалентных напряжений (МПа) в раме с четырехбаллонной подвеской

и частотой, т. е. одни диагонально расположенные площадки поднимаются вверх, а другие опускаются вниз, воспроизводя тем самым переезд неровностей, что приводит к закручиванию рамы автомобиля. На стенд устанавливался полнокомплектный тягач с размещенным на седельном устройстве грузом, имитирующим воздействия. Разрушения рамы на стенде показали совпадение с эксплуатационными разрушениями как по зоне, так и по характеру развития разрушения. Испытания были продолжены до полного разрушения лонжерона рамы. Совпаде-

ния показали преимущества использования стенда и предложенной методики проведения испытаний. На рис. 16, 17 показаны эксплуатационные разрушения рамы с двухбаллонной подвеской после проведения мероприятий по усилению. Как видно, мероприятия по усилению сечения правого лонжерона в зоне кронштейна задней подвески не дали должного результата.

Полученные результаты привели к разработке новой конструкции рамы с четырехбаллонной задней подвеской (рис. 18, 19).

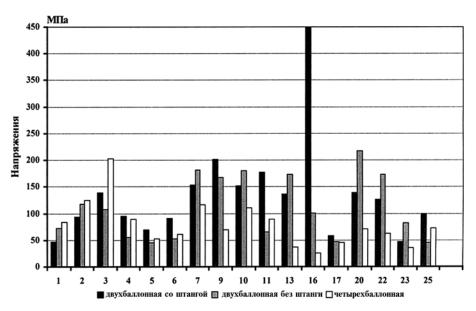


Рис. 20. Максимальные напряжения растяжения на рамах автомобилей MA3 5440 с различной конструкцией задней подвески при движении в режиме "переезд единичного препятствия колесами левого борта" со скоростью 60 км/ч:

по оси абсцисс — номер тензодатчика

Конструктивное исполнение рамы с четырех-баллонной задней подвеской также подвергалось проведению тензометрирования в дорожных условиях [3]. Результаты показали, что в данной конструкции по сравнению с предыдущим вариантом отсутствовали ярко выраженные зоны высоких напряжений. Сравнительные данные приведены на рис. 20. Для проведения испытаний на долговечность полнокомплектный автомобиль-тягач был установлен на стендимитатор трека (рис. 15). Был подобран режим нагружения.

Результаты испытаний не выявили каких-либо значительных разрушений, несмотря на то, что количество циклов нагружения было увеличено в 5 и более раз по сравнению с исходным вариантом, что обеспечивает прогнозный пробег тягача по ресурсу новой рамы не менее 1,2—1,5 млн км. Полученный ресурс соответствует требуемым нормам надежности рам магистральных автопоездов. Данная конструкция рамы в настоящее время принята за базовую для нового поколения магистральных автопоездов.

Выводы

Проведенные испытания автомобилей-тягачей на стенде-имитаторе трека показали, что хотя результаты в большей степени, чем на стендезакрутки рам совпадают с реальными эксплуатационными испытаниями, все же не являются полностью объективными по следующим причинам: нагружение производится на одной частоте, что не позволяет выявить резонансных колебаний всех навесных деталей и узлов; нагружение является регулярным, что дает возможность воссоздать весь спектр нагрузок (или повреждающих воздействий), что характерно для различных режимов эксплуатации данного типа автомобиля.

Устранение указанных недостатков обеспечено разработкой методических рекомендаций по повышению точности проведения стендовых испытаний на базе системы экспериментальной оценки нагруженности и сопротивления усталости несущих конструкций и материалов грузовых автомобилей при дорожных и стендовых испытаниях [6].

В процессе проведенных исследований выполнены экспериментальные сравнительные испытания стендов для испытания рам на примере не-

сущей системы магистрального автомобиля-тягача МАЗ.

Обоснована необходимость проведения стендовых испытаний рам в составе автомобиля с минимальной комплектацией, достаточной по массе узлов и степени связи между ними для воспроизведения условий стендового нагружения, близких к эксплуатационному.

Разработана конструкция стенда-имитатора трека и методика ускоренных испытаний рам автомобилей, обеспечивающих необходимую точность получаемых результатов.

Разработана новая сборная конструкция рамы автомобиля-тягача с повышенным эксплуатационным ресурсом.

БИБЛИОГРА ФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Почтенный, Е. К. Экспериментально-аналитическая методика ускоренных испытаний конструкций при регулярном многоцикловом нагружении и оценка из ресурса при случайном многочастотном и многорежимном нагружении [Текст] / Е. К. Почтенный, П. П. Капуста // Вестник машиностроения, 2006. № 1. С. 28—40.
- 2. Почтенный, Е. К. Методика ускоренных испытаний при регулярном нагружении и прогнозирование эксплуатационного ресурса несущих конструкций [Текст] / Е. К. Почтенный, П. П. Капуста, И. А. Слабко // Надежность машин и технических систем: Материалы международной научно-технической конференции: В 2 т. (16—17 октября 2001 г., Минск) / Под общей ред. О. В. Берестнева. Минск: Институт технической кибернетики НАН Беларуси, 2001. Т. 1. С. 141—142.
- 3. **Капуста, П. П.** Аппаратно-программный комплекс для оценки эксплуатационной нагруженности несущих конструкций [Текст] / П. П. Капуста, И. А. Слабко // Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. Т. 6. Автоматизация проектирования и информационные технологии. / Под общ. ред. П. А. Витязя. Минск, 2004. С. 47—56.
- 4. **Капуста, П. П.** Моделирование нагруженности и разрушения клепаных рамных автомобильных конструкций [Текст] / П. П. Капуста, Д. В. Вихренко, И. А. Слабко // Современные методы проектирования машин. Вып. 2. В 7 томах. Т. 6. Автоматизация проектирования и информационные технологии. / Под общ. ред. П. А. Витязя. Минск, 2004. С. 56—64.
- 5. **Капуста, П. П.** Комплексный метод отработки конструкции рамы седельного тягача [Текст] / П. П. Капуста, И. А. Слабко, Д. В. Вихренко // Автомобильная промышленность, 2005. № 1. С. 27—30.
- 6. **Капуста, П. П.** Система экспериментальной оценки нагруженности и сопротивления усталости несущих конструкций и материалов грузовых автомобилей при дорожных и стендовых испытаниях [Текст] / П. П. Капуста, И. А. Слабко // Грузовик &, 2007. № 8. С. 10—19.

К настоящему времени количество колесных транспортных средств (ТС) в мире превысило 1 млрд и продолжает расти. С их помощью производится доставка разнообразных грузов непосредственно к месту потребления, они обеспечивают комфортность нашего существования. Однако имеется проблема транспортировки грузов в труднодоступные места, где дорожная сеть отсутствует. Кроме того, возникает необходимость двигаться по поверхностям небесных тел, например, Луны, Марса и т. д. Для этих случаев требуются ТС повышенной проходимости, в которых обычно используются гусеницы. Но гусеница оставляет неизгладимые следы на местности и потребляет немеренную энергию.

Авторы данной статьи разработали новый способ перемещения, который во многих случаях может оказаться полезным. Речь идет о волновом способе перемещения, широко применяемом в природе. Его используют для создания двигательных сил, например, в линейных электрических машинах типа ЛАД (линейный асинхронный двигатель). Собственно последний и послужил вдохновляющим прототипом, описываемого способа. Он заключается в создании движущей волны за счет знакопеременных гармонических сил, действующих в продольном по ходу движения направлении на гибкую опорную поверхность.

Для получения движущей волны между внутренними участками опорной поверхности 1 (рис. 1), изготовленной из гибкого эластичного материала, выполнены выступы 2-5, расположенные на равном расстоянии L друг от друга. К выступам приложены знакопеременные гармонические силы. Причем угол сдвига фаз гармонических сил, при-

Транспортное средство с волновым движением опорной поверхности

Описаны оригинальный способ перемещения и принципиальная конструкция устройства. Способ заключается в создании движущей волны за счет знакопеременных гармонических сил, действующих в продольном по ходу движения направлении, действующих на гибкую, опорную поверхность.

Ключевые слова: транспортное средство (TC), движущая волна, гармонические силы, гибкая опорная поверхность, частота колебаний, точки приложения сил, угол сдвига.

вязанный к конкретной точке, $\varphi_i = 180^\circ \cdot \text{L}(1-i)/\tau$ (где $L = \tau/n$; $\tau = V/2f$ — полюсное деление, м; f — частота колебаний гармонических сил, Γ ц; i — порядковый номер точки приложения силы, отсчитываемый по ходу движения волны; n — число пар точек приложения сил; V — заданная скорость движения волны, м/с). Полюсное деление τ — это расстояние между двумя точками, угол сдвига приложения сил между которыми составляет 180° . Общее число пар точек должно быть кратным двум. Опорная поверхность 1 располагается на дорожном покрытии 6.

По существу к парам точек 2—4 и 3—5 приложены силы, стремящиеся сжать или растянуть

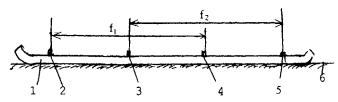


Рис. 1. Конструкция устройства для получения движущей волны с числом пар гармонических сил, равным двум:

1 — опорная поверхность; 2—5 — выступы; 6 — дорожное покрытие

УДК 628.944
Ф. Ф. Пащенко,
д-р техн. наук,
проф.,
Л. Е. Круковский,
В. В. Торшин,
канд-ты техн.
наук;
Институт проблем управления
РАН
Е-mail:
feodor@ipu.rssu.ru

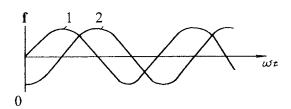


Рис. 2. Диаграмма гармонических сил 1 и 2 с двумя парами точек приложения

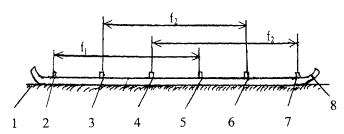


Рис. 3. Конструкция для получения движущей волны TC с тремя парами точек приложения сил:

1 — опорная поверхность, 2—7 — выступы; 8 — дорожное покрытие

опорную поверхность. График этих сил f_i в зависимости от ωt (рис. 2) представляет собой две синусоиды 7 и 8, сдвинутые по отношению друг к другу на 90° (где $\omega = 2\pi f$; f — частота колебаний, Γ ц). Для данной конструкции число точек может быть увеличено кратно двум. Например, этих точек может быть восемь или двенадцать. При этом углы сдвига фаз будут повторяться. Для каждых последующих точек после четвертой.

В одном из вариантов конструкции на внутренней стороне опорной поверхности выполнено шесть выступов (1-6, рис. 3). Графики сил для этой конструкции (рис. 4) представляют собой три синусоиды 1—3, сдвинутые на 120°. При этом пары знакопеременных гармонических сил приложены к выступам соответственно 1-4, 5-8 и 6—9, а угол сдвига фаз гармонических сил, привязанный к конкретной точке, $\phi = 180^{\circ} \cdot L(1 - i)/\tau$. Теоретически в представленных согласно чертежам конструкциях применены двухфазная (рис. 1, 2) и трехфазная колебательные системы (рис. 3, 4). Как известно, *т*-фазная система и есть совокупность т колебательных процессов, в каждом из которых действуют периодические колебания одной и той же частоты, сдвинутые относительно друг друга на один и тот же угол ф. Очевидно, что

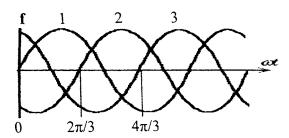


Рис. 4. Диаграмма гармонических сил 1—3 с тремя парами точек приложения

число фаз может быть увеличено. Количество точек в трехфазной системе может быть также увеличено кратно двум с повторением углов сдвигов фаз. Среднее расстояние $L_{\rm cp}$ между точками определяется из соотношения $L_{\rm cp}=\tau/m$. При этом суммарная длина, т. е. расстояние L_{Σ} между крайними точками $L_{\Sigma}=(n-1)L_{\rm cp}$.

Способ образования движущей волны для перемещения ТС реализуется следующим образом.

При воздействии гармонических сил на точки приложения формируется повторяющаяся однонаправленная бегущая волна сжатий и растяжений, действующих на опорную поверхность 1. Соответственно на дорожном покрытии 6 появляется обратная реакция, противодействующая этим бегущим волнам. В результате взаимодействия опорной поверхности и дорожного покрытия образуется результирующая сила, движущая ТС в сторону, противоположную движению бегущей волны. Этот процесс по физической сущности напоминает явления, происходящие в асинхронном линейном электродвигателе, в котором бегущая электромагнитная волна приводит в поступательное движение вторичное тело.

Регулировать скорость V перемещения TC можно путем изменения частоты f колебаний знакопеременных гармонических сил.

Для изменения направления движущей волны достаточно в обоих представленных вариантах изменить угол сдвига фаз одной из пар гармонических сил, сдвинутых на 180°, на противоположный. В частности, для механической системы, представленной на рис. 1, меняют угол сдвига на противоположный для сил, приложенных к точкам 2—4 или 3—5. Для механической схемы, представленной на рис. 2, меняют угол сдвига на противоположный для пар точек, для точек 9—12, для точек 10—13 или для точек 11—14.

Для механической схемы, представленной на рис. 3, меняют угол сдвига на противоположный для пар точек, для точек 2-5, для точек 3-6 или для точек 4-7.

В качестве генератора знакопеременных гармонических сил может быть применен любой привод гидравлический, пневматический или механический.

Для получения тормозного эффекта необходимо либо по указанному выше принципу осуществить реверс системы, либо остановить привод. Поскольку контакт между дорогой и опорной поверхностью ТС образуется за счет трения, то остановка ТС происходит очень быстро при полном выключении приводного механизма. Впрочем, торможение можно производить плавным изменением частоты колебаний движущих сил. В описании не приводится механизм поворота ТС. Для этого предполагается использовать заднее или переднее рулевое колесо.

TC с подобным приводом способно перемещаться по любой поверхности, в том числе и по болоту и воде.

Пример применения. Для ТС требуется получить скорость движения V=14 м/с (50 км/ч). Для упрощения конструкции принимаем устройство для получения движущей волны с числом пар точек n=2 (см. рис. 1, 2). Полюсное деление принимаем $\tau=2$ м. Из формулы $V=2f\tau$ получаем, что частота возвратно-колебательных гармонических сил, прикладываемых к опорным точкам, должна равняться f=3,5 Гц. Среднее расстояние $L_{\rm cp}$ между точками определяется из соотношения $L_{\rm cp}=\tau/m=2/2=1,0\,$ м. Суммарная длина $L_{\Sigma}=(n-1)L_{\rm cp}=(4-1)L_{\rm cp}=3\times1,0=3\,$ м.

На основе описываемого способа перемещения авторами разработано несколько устройств, его реализующих, на которые поданы заявки на изобретение.

Технико-экономические достоинства способа образования движущей волны для перемещения ТС заключаются в следующем.

- 1. Упрощен механизм передачи движения на опорную поверхность ТС.
- 2. Повышены проходимость TC и нагрузка на дорогу, поскольку для обеспечения движения может быть использована практически вся опорная поверхность TC.
- 3. Повышена устойчивость TC, поскольку его центр тяжести приближен к дороге.
- 4. Повышена надежность, поскольку сложные трансмиссии в системе исключены.

При этом снижается вибрация на механизм передвижения, повышается КПД, устраняется необходимость в конструировании сложной кинематической передачи движения на опору, что дополнительно повышает надежность системы и улучшает регулировочные свойства привода.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Патент № 2397097 Российской Федерации, МПК В 62 D 57/04. Способ образования движущей волны для перемещения транспортного средства [Текст] / Пащенко Ф. Ф., Торшин В. В., Круковский Л. Е., заявитель и патентообладатель ИПУ РАН РФ. № 2009120725/11, заявл. 01.06.09, опубл. 20.08.10. Бюл. № 23 4 с., 4 илл.
- 2. **Ганзбуг, Л. Б.** История техники: учеб. пос. [Текст] / Л. Б. Ганзбург, В. Л. Вейц. СПб.: СЗПИ, 1998. 182 с.

Abstracts of articles

- Yamanin I. A., Yamanin A. I., Chabutkin E. K., Kalayeva S. Z., Zharov A. V. Shock absorber with controllable elastic 2 damping properties The design of the shock absorber with controllable elastic damping properties based on magnet fluid. Adjusting the shock absorber damping properties is performed by changing the physical properties of magnet fluid. This is ensured by an alternating magnetic field formed by a coil. The efficiency of the bottom shock absorber to dampen vibration. **Keywords:** shock absorbers, magnetic fluid, variables elastic damping properties, vibration
- Paschenko F. F., Krukovsky L. E., Torshin V. V. New light-emitting diode lanterns for systems of illumination and the 5 alarm system in vehicles In article the description of new type of light-emitting diode lanterns which (HARDWARE) can be used as all available light and light-signal devices on vehicles is given. In an offered lantern light-emitting diodes are established abreast on the printed-circuit board attached from the inside to the scatterer. Their light stream is directed inside to a reflector made of a part of the parabolic cylinder. At their introduction on the HARDWARE consumption of energy connected with lighting installations, will decrease approximately in 10 times.
 - **Keywords:** light-emitting diodes, lantern, the scatterer, reflecting surface, vehicle (HARDWARE), distribution of a light stream, illumination systems in the HARDWARE, head headlights, light return
- Chernyshov K. V., Ryabov I. M., Zalimhanov T. B., Murtuzov M. M. Change of pressure and concentration of oxygen in the course of diffusion of air from the tyre 9 The design procedure of change of pressure and concentration of oxygen in the tire in the course of diffusion of air from the tire is resulted, recommendations about service of tires are resulted. **Keywords:** the tire, diffusion, pressure, concentration of oxygen
- Kurmanov P.V., Markov V.A. Fuel Injection Control in Common-Rail Type Fuel Delivery System for Diesel Engine The characteristic features of fuel injection control in Common-Rail type fuel delivery systems are considered. The 18 designs and characteristics of the Common-Rail type fuel delivery system elements are dealt with. The experimental study results for these systems are presented. Keywords: diesel engine, common-rail type fuel delivery system, fuel delivery control, electro-hydraulic injector, measuring valve
- Svistula A. E., Matievsky G. D. Improvement of diesel operating process with double fuel injection 26 Results of an experimental research of two-single fuel injection in the diesel engine with direct action fuel system of divided type are given. Optimum parameters of two-phase fuel injection are determined, it is attained a reduction of the fuel consumption -4%, speed of cylinder pressure increase -25%, the maximal combustion pressure -10%, emission of nitric oxides -40%, soot -30%. **Keywords:** diesel engine, double fuel injection, fuel system, carburetion, operating process, nitric oxides, soot
- Shatrov M. G., Jakovenko A. L. Research of internal combustion engine speed influence on it structure-born noise 34 Method of internal combustion engine structure-born noise prediction that was forming for using in common information space "ICE" is discussed in the paper. Using this method and models of some diesel engines the calculation of sound power level of general sources for engine speed characteristic was made. The research of part of these sources in overall sound power level was made. Accuracy of researches using observed methods was made by the experiment with engine 84H 12/13.
 - **Keywords:** structure-born noise, common information space, nternal-combustion engine, 3D-modelling of engine
- Kapusta P. P., Veres A. I., Slabko I. A. Experimental research of fatigue resistance and working out of a new modular 40 design of a 2-axles main haulage truck frame with enlarged resource. Necessity of carrying out of tests of frames as a part of the completed truck is proved, and also evolution of development of test stands of truck frames is stated. With use of te developed methods and the stand for the accelerated tests for an example of carrying system of a 2-axles main haulage truck MAZ the new modular design of a frame with the enlarged resource is developed.
 - Keywords: truck frame, road loading, fatigue resistance, accelerated resource tests, stend-immitator, stend loading, resource
- Paschenko F. F., Krukovsky L. E., Torshin V. V. Vehicle with ware movement of the basic surface 45 In article the description original a way of moving is given and basic designs of the device the Way consists in creation of a driving wave at the expense of the signvariable harmonious forces directed in longitudinal in the direction of travel a direction, operating on a flexible basic surface. **Keywords:** vehicle (HARDWARE), driving wave, harmonious forces, flexible basic surface, frequency of fluctuations,

points of application of forces, a shift corner

Художественный редактор Т. Н. Галицына. Технический редактор Е. М. Патрушева. Корректор М. Г. Джавадян Сдано в набор 24.03.2011. Подписано в печать 14.05.2011. Формат $60 \times 88 1/8$. Бумага офсетная. Печать офсетная. Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,80. Тираж 150 экз.

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