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

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

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

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17), 246-10-33, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

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

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

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

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

Перепечатка материалов из журнала "Грузовик" возможна при обязательном письменном согласовании с редакцией журнала. При перепечатке материалов ссылка на журнал "Грузовик" обязательна.

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик
с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Кочуров А. А., Картуков А. Г.* Совершенствование конструкций свинцовых кислотных аккумуляторных батарей

6 *Новиков В. В., Поздеев А. В.* Определение оптимальных алгоритмов регулирования активно-управляемых пневмоподвесок

Эксплуатация. Ремонт

11 *Назаров А. Д.* Точность настройки балансировочных станков и балансировки на них коленчатого вала и вала в сборе двигателей

15 *Павленко П. Д., Фасхиев Х. А.* Рабочий цикл большегрузных строительных самосвалов

Исследование. Расчет

24 *Капустин В. П.* Теоретические исследования нагруженности элементов с использованием математической модели колебательной системы эвакопоезда

Технология

28 *Чичко А. Н., Соболев А. М., Захарик А. М., Яцкевич Ю. В.* Программные средства разработки литейных технологий

Материалы

36 *Левов Н. Н.* Эпоксиолигомерная клеевая композиция для аварийного ремонта деталей АТС

Экология

41 *Марков В. А., Девянин С. Н., Быковская Л. И.* Использование в дизелях многокомпонентных смесевых биотоплив

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

5 '2010

УДК 629.113

А. А. Кочуров,
канд. техн. наук, проф.,
А. Г. Картуков,
адъюнкт;
Рязанск. высш. возд.-десант. команд. училище (г. Рязань)
E-mail: koetalg@yandex.ru

Совершенствование конструкций свинцовых кислотных аккумуляторных батарей

Описаны результаты теоретических и экспериментальных исследований процесса разрушения положительных электродов свинцовых кислотных аккумуляторных батарей различных типов, на основании которых разработаны направления совершенствования их конструкций.

Ключевые слова: *аккумуляторная батарея, активная масса положительного электрода, конструкция свинцового аккумулятора.*

Одним из основных элементов конструкции аккумуляторных батарей, ограничивающих ресурс их работы, является положительный электрод.

Исследованию процесса разрушения положительных электродов свинцового аккумулятора посвящено значительное количество научных трудов [1—4]. По мнению большинства исследователей, разрушение решетки токоотводов положительных электродов происходит в основном вследствие их коррозии в процессе эксплуатации аккумуляторов, обусловленной как конструкционными и технологическими причинами, так и эксплуатационными факторами.

Разрушение активной массы положительных электродов сопровождается процессами выкрашивания, оплывания, оползания и перемещения, которые установлены в технической литературе [1—5], но не имеют четкого разграничения.

Оплывание активной массы может происходить как из-за нарушения технологии изготовления электродов (излишний слой пасты, неправильный режим сушки и др.), так и в результате неправильной эксплуатации аккумуляторных батарей [5].

Во время работы аккумуляторной батареи в положительных электродах при заряде и разряде постоянно изменяются объем и структура активной массы, сцепление ее частичек между собой ослабевает, в результате чего они выкрашиваются. Выкрашивание частиц активной массы ускоряется, если аккумуляторную батарею систематически перезаряжать большой силы током, а при эксплуатации на автомобиле подвергать резким механическим толчкам.

При длительных перезарядах оплывание активной массы еще более усиливается, так как перезаряд сопровождается разложением воды с выделением кислорода на положительном электроде и водорода на отрицательном. Выделяющиеся пузырьки газов повышают давление внутри пор активной массы, вызывая ее разрыхление и выпадение [4]. Помимо этого, выделяющийся на поверхности положительного электрода кислород окисляет материал токоотвода и разрушает его.

Проведенные авторами исследования характера разрушения положительных электродов и причин выхода из строя аккумуляторных батарей показали, что в аккумуляторных батареях обычной конструкции (рис. 1) основным недостатком является возможность короткого замы-

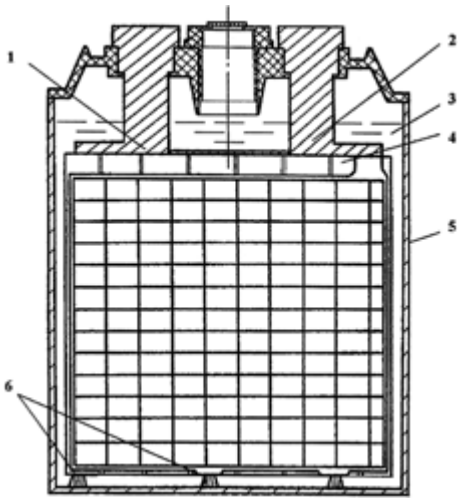


Рис. 1. Свинцовый аккумулятор обычной конструкции:

1 — положительный электрод; 2 — отрицательный электрод; 3 —электролит; 4 — сепаратор; 5 — сосуд (моноблок); 6 — опорные призмы

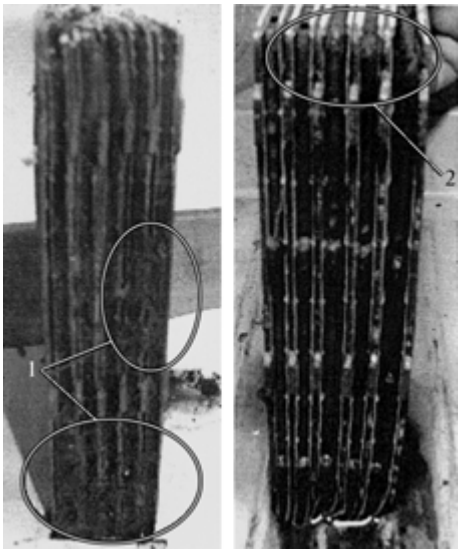


Рис. 2. Блоки положительных и отрицательных электродов аккумулятора обычной конструкции:

1 — наросты губчатого свинца на кромках положительных и отрицательных электродов; 2 — соприкосновение электродов при разрушении сепараторов

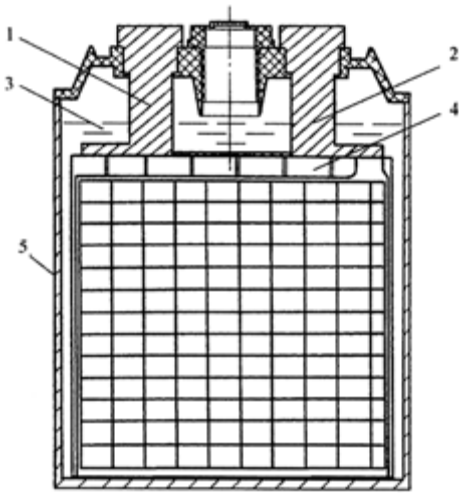


Рис. 3. Свинцовый аккумулятор с электродами, завернутыми в сепараторы-конверты:

1 — положительный электрод; 2 — отрицательный электрод; 3 — электролит; 4 — сепаратор-конверт; 5 — сосуд (моноблок)

кания внутри аккумулятора. Это происходит в результате непосредственного соприкосновения положительных и отрицательных электродов через наросты губчатого свинца на кромках электродов (рис. 2) и осадок (шлам), откладывающийся в придонном пространстве, а также при разрушении сепараторов в процессе эксплуатации, что приводит к отказу аккумулятора и снижает срок его службы.

Кроме того, затрудненный отвод выделяющихся в процессе работы аккумулятора газов, обусловленный плотным прижатием друг к другу всех элементов полублоков аккумулятора при их установке после сборки в моноблок, накопление пузырьков газа в придонных слоях электролита, прилегающих к нижним граням электродов, снижает безопасность его работы.

Возможность короткого замыкания внутри аккумулятора, а также накопления в придонных слоях электролита выделяющихся газов исключается в аккумуляторных батареях с электродами, завернутыми в сепараторы-конверты (рис. 3). Вместе с тем выполненные авторами исследования показали, что существенным недостатком данной конструкции является накопление продуктов разрушения положительных электродов в нижней части блока электродов между положительными электродами и сепараторами-конвертами вследствие осыпания, оплывания и оползания их активной массы в процессе эксплуатации (рис. 4). Это

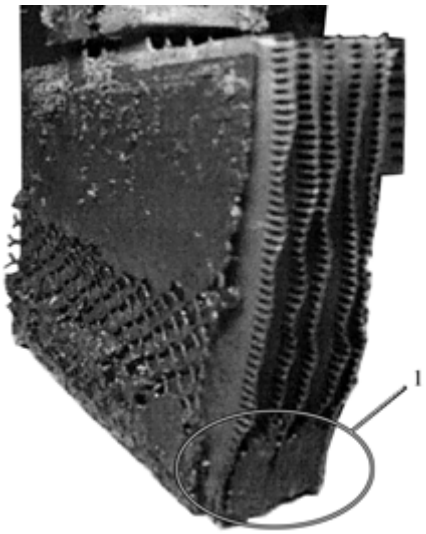


Рис. 4. Блок положительных и отрицательных электродов аккумулятора с электродами, завернутыми в конверт:

1 — накопление продуктов разрушения положительных электродов в нижней части блока электродов

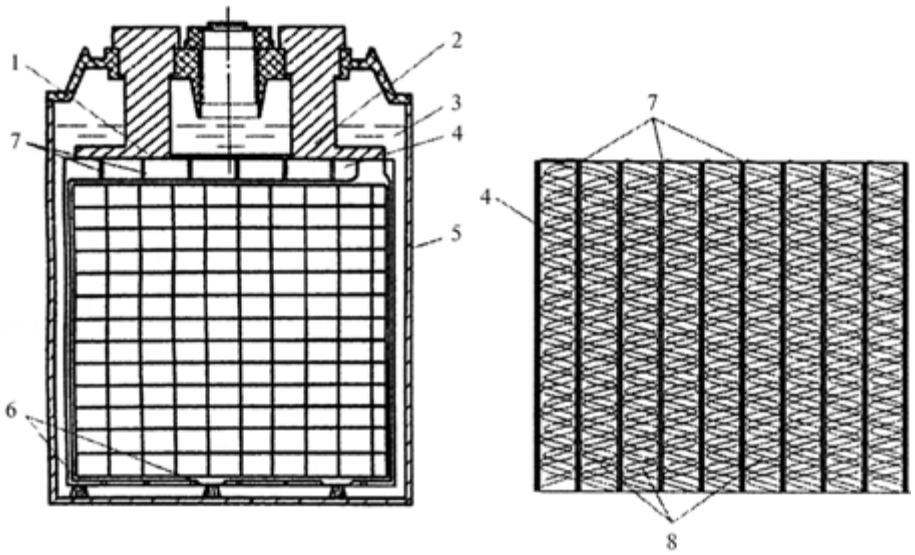


Рис. 5. Свинцовый аккумулятор, в котором обеспечиваются ограничение оползания активной массы положительных электродов и накопление продуктов разрушения положительных электродов:

1 — блок отрицательных электродов; 2 — блок положительных электродов; 3 — электролит; 4 — сепаратор; 5 — сосуд (моноблок), 6 —опорные призмы; 7 — вертикальные ребра сепараторов; 8 —дополнительные сепараторы

приводит к снижению емкости, ухудшению эксплуатационных характеристик, нарушению работоспособности и уменьшению срока службы аккумуляторных батарей.

Для ограничения оползания активной массы положительных электродов и накопления продуктов их разрушения в нижней части блока электродов в свинцовом аккумуляторе обычной конструкции между положительными электродами и сепараторами (рис. 5) целесообразно дополнительно на сторонах сепараторов 4, обращенных к положительным электродам, между вертикальными ребрами 7 установить сепараторы 8 в виде объемного трехслойного каркаса из произвольно переплетенных лавсановых нитей диаметром 0,2 мм и размером ячеек между ними не менее 2 мм [6].

Задача улучшения газоотвода и повышения безопасности работы автомобильного аккумулятора может быть решена в случае изменения конструкции электродов и сепараторов путем выполнения нижних граней положительных, отрицательных электродов и сепараторов полукруглой формы, образованной кривой линией, выпуклой книзу (рис. 6) [7].

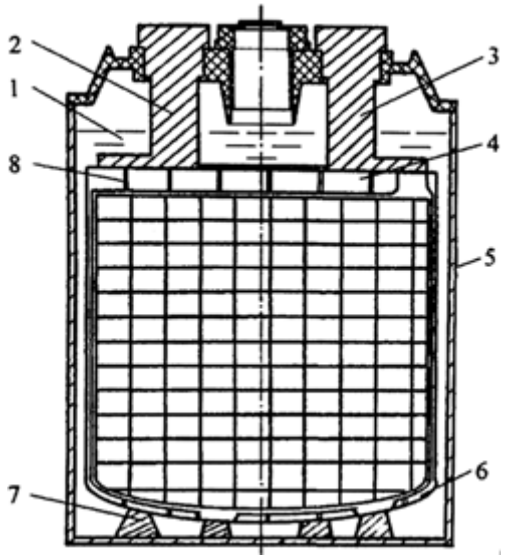


Рис. 6. Свинцовый аккумулятор, обеспечивающий надежный газоотвод и безопасность работы:

1 — электролит; 2 — отрицательный электрод; 3 — положительный электрод; 4 — сепаратор; 5 — сосуд (моноблок); 6 — нижние грани электродов и сепараторов; 7 — опорные призмы; 8 — вертикальные ребра сепараторов

Однако данные конструкции аккумуляторов не исключают возможность короткого замыкания в результате непосредственного соприкосновения положительных и отрицательных электродов через наросты губчатого свинца на кромках электродов и осадок (шлам), откладывающийся в придонном пространстве.

С учетом выполненных авторами исследований более совершенной по сравнению с существующими конструкциями аккумуляторов может быть конструкция, показанная на рис. 7.

Свинцовый аккумулятор предлагаемой конструкции состоит из блока отрицательных электродов 1, блока положительных электродов 2, разделенных между собой сепараторами-конвертами 4 и помещенных в сосуд (моноблок) 5, заполненный электролитом 3 и установленный на призмах 7. Нижние грани 6 положительных, отрицательных электродов и сепараторов аккумулятора имеют полукруглую форму, образованную кривой линией, выпуклой книзу (рис. 7, *а*). Между вертикальными ребрами 8 сепараторов-конвертов 4 дополнительно установлены сепараторы 9 в виде объемного трехслойного каркаса из произвольно переплетенных лавсановых нитей диаметром

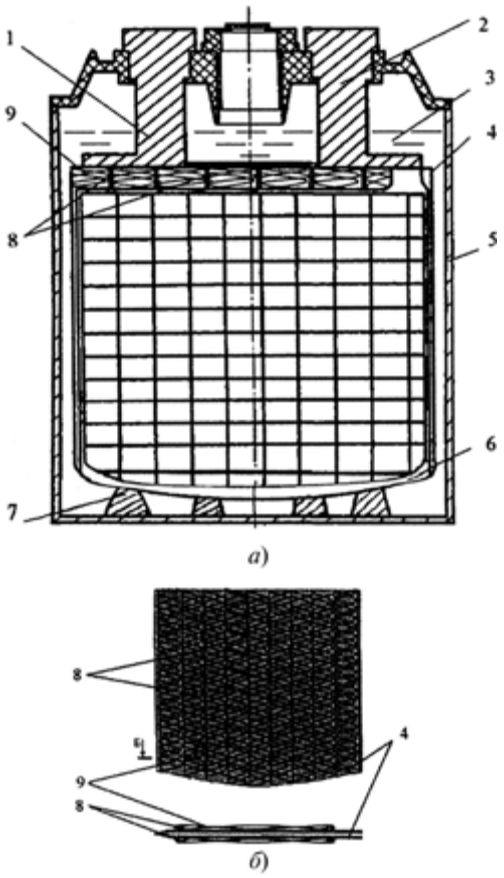


Рис. 7. Предлагаемый автомобильный свинцовый аккумулятор (а) и его сепаратор (б):

1 — блок отрицательных электродов; 2 — блок положительных электродов; 3 — электролит; 4 — сепаратор-конверт; 5 — сосуд (моноблок); 6 — нижние грани электродов и сепараторов; 7 — опорные призмы; 8 — вертикальные ребра сепараторов-конвертов, 9 — дополнительные сепараторы

0,2 мм и размером ячеек между ними не менее 2 мм (рис. 7, *б*) [8].

Предлагаемый свинцовый аккумулятор более совершенен по сравнению с известными, так как установка блока положительных электродов и блока отрицательных электродов, электроды которого завернуты в сепараторы-конверты из полиэтилена, на опорные призмы на дне каждой ячейки моноблока позволяет исключить образование наростов губчатого свинца на нижних и боковых кромках электродов и возможность короткого замыкания внутри аккумулятора через осадок (шлам), откладывающийся в придонном пространстве электролита.

Кроме того, выполнение нижних граней положительных, отрицательных электродов и сепараторов полукруглой формы, образованной кривой линией, выпуклой книзу, позволяет обеспечить эффективный газоотвод из придонных слоев электролита и повысить безопасность работы аккумулятора, обусловленную исключением возможности накопления и взрыва или воспламенения газа при смешении с кислородом воздуха на поверхности электролита.

Установка дополнительных сепараторов 9 в виде объемного трехслойного каркаса из произвольно переплетенных лавсановых нитей диаметром 0,2 мм и размером ячеек между ними не менее 2 мм позволяет ограничить оплывание активной массы поверхностного слоя положительных электродов в нижнюю часть блока электродов и увеличить срок службы аккумулятора.

БИБЛИОГРФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Болотовский, В. И.** Эксплуатация, обслуживание и ремонт свинцовых аккумуляторов [Текст] / В. И. Болотовский, З. И. Вайсгант. — Л.: Энергоатомиздат. Ленингр. отделение, 1988. —208 с.
2. **Дасоян, М. А.** Современная теория свинцового аккумулятора [Текст] / М. А. Дасоян, И. А. Агуф. — Л.: Энергия, 1975. — 312 с.
3. **Багоцкий, В. С.** Химические источники тока [Текст] / В. С. Багоцкий, А. М. Скундин. — М.: Энергоиздат, 1981. — 360 с.
4. **Белогуров, И. Г.** Стартерные кислотные аккумуляторы [Текст] / И. Г. Белогуров. — М.: Воениздат, 1960. — 168 с.
5. **Свинцовые** стартерные аккумуляторные батареи: Руководство [Текст]. — М.: Воениздат, 1983. — 170 с.
6. **Пат.** 2354014 Российская Федерация, МПК[7] H01M 10/12 Свинцовый аккумулятор [Текст] / Кочуров А. А., Картуков А. Г., заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. инст. (RU). — № 2008114748/09; заявл. 15.04.09; опубл. 27.04.09. — 5 с. ил.
7. **Пат.** 2325013 Российская Федерация, МПК[7] H01M 10/16. Свинцовый аккумулятор [Текст] / Кочуров А. А.; заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. инст. (RU). — № 2007108817; заявл. 09.03.07; опубл. 20.05.08. — 3 с. ил.
8. **Пат.** 89766 Российская Федерация, МПК[7] H01M 10/12 Свинцовый аккумулятор [Текст] / Кочуров А. А., Картуков А. Г., заявитель и патентообладатель Ряз. воен. автомоб. инст. (RU). — № 2009110422/22; заявл. 23.03.09; опубл. 10.12.09. — 3 с. ил.

УДК 629.113

В. В. Новиков,
д-р техн. наук,
Волгоградский колледж газа и нефти ОАО "Газпром",
А. В. Поздеев,
асп.,
ВолгГТУ
(г. Волгоград)
E-mail:
V_Novikov@vego.ru

Определение оптимальных алгоритмов регулирования активно-управляемых пневмоподвесок

Представлена математическая модель активно-управляемой пневмоподвески и результаты расчета, на основании которых определены оптимальные алгоритмы регулирования для режимов вынужденных и свободных затухающих колебаний, возникающих при движении АТС по дорогам с неровным покрытием.

Ключевые слова: *пневмоподвеска, пневморессора, виброзащита, алгоритм регулирования, упругодемпфирующая характеристика, частотный резонанс, колебания.*

Одним из перспективных направлений дальнейшего совершенствования систем подрессоривания автотранспортных средств (АТС) является активное регулирование упругодемпфирующих характеристик пневматических подвесок при ходах сжатия и отбоя [1—4]. Применение активно-управляемых пневмоподвесок создает широкий диапазон возможностей с точки зрения реализации различных алгоритмов регулирования. Ниже представлены математическая модель активно-управляемой подвески и результаты расчета, на основании которых определены оптимальные алгоритмы регулирования для режимов вынужденных и свободных затухающих колебаний, возникающих при движении АТС по дорогам с неровным покрытием.

Особенностью исследуемой пневмподвески является то, что с помощью электромагнитного клапана 4 (рис. 1) обеспечивается соединение и разобщение рабочей и дополнительной полостей пневморессоры в зависимости от амплитуды и направления колебаний. При разработке математической модели были приняты следующие допущения: рабочий газ является идеальным и подчиняется политропному процессу; утечка воздуха отсутствует; наличие трения без смазывающего материала при перекатывании резинокордной оболочки по поршню (T = const); эффективная площадь при деформации пневморессоры $F_э$ = const; соединение и разобщение рабочей и дополнительной полостей пневморессоры в положениях, определенных алгоритмом регулирования, при смене направления деформации и скорости деформации в цикле колебаний происходит мгновенно. Применительно к одноопорной колебательной системе уравнения динамики дан-

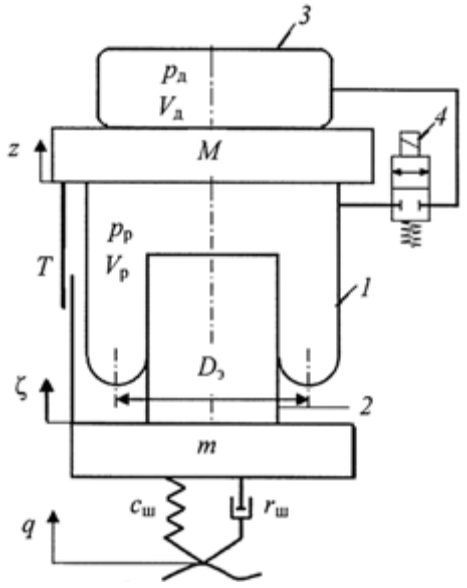


Рис. 1. Расчетная схема активно-управляемой пневматической подвески:

M и m — подрессоренная и неподрессоренная массы; T — трение без смазочного материала; $c_ш$ и $r_ш$ — жесткость и коэффициент демпфирования шины; z и ζ —перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс; q — кинематическое возмущение; $V_р$ и $V_д$ — рабочий и дополнительный объемы ($V_р$ = var, $V_д$ = const); $p_р$ и $p_д$ — абсолютные давления в рабочем и дополнительном объемах; $D_э$ — эффективный диаметр; 1 — резинокордная оболочка; 2 — поршень; 3 — ресивер; 4 — электромагнитный клапан

ной пневматической подвески имеют следующий вид:

$$\left.\begin{aligned} &M\ddot{z} - (p_{\text{р}} - p_{\text{р.ст}})F_{\text{э}} + T\,\text{sgn}(\dot{z} - \dot{\zeta}) = 0; \\ &m\dot{\zeta} + (p_{\text{р}} - p_{\text{р.ст}})F_{\text{э}} - T\,\text{sgn}(\dot{z} - \dot{\zeta}) + \\ &+ r_{\text{ш}}(\dot{\zeta} - \dot{q}) + c_{\text{ш}}(\zeta - q) = 0, \end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $p_{\text{р.ст}}$ — абсолютное давление в рабочем объеме пневморессоры при статическом положении.

Упругодемпфирующая характеристика активно-управляемой пневморессоры описывается следующим уравнением:

$$P_{\text{у}} = (p_{\text{р}} - p_{\text{ат}})F_{\text{э}} =$$

$$= \left[\left(\frac{\left(V_{\text{п}} - F_{\text{э}}(z-\zeta)_i - V_i\right)V_{\text{п}}}{\left(V_{\text{п}} - F_{\text{э}}(z-\zeta) - V_i\right)\left(V_{\text{п}} - F_{\text{э}}(z-\zeta)_i\right)}\right)^n p_{\text{р.ст}} - p_{\text{ат}}\right]F_{\text{э}}, \quad (2)$$

где $p_{\text{ат}}$ — атмосферное давление; $V_{\text{п}}$ и $V_{\text{р.ст}}$ — полный ($V_{\text{п}} = V_{\text{р.ст}} + V_{\text{д}}$) и рабочий объем рессоры при статическом положении; V_i и $(z - \zeta)_i$ — переменные, меняющие значения в зависимости от i-го участка ходов сжатия и отбоя рессоры в цикле колебаний (i = I, II, III и IV, рис. 2).

Математическая запись упругодемпфирующей характеристики активно-управляемой рессоры по формуле (2) является обобщенной, поскольку с помощью нее можно реализовать различные алгоритмы регулирования в зависимости от моментов выравнивания давлений в рабочей и дополнительной полостях при ходах сжатия и отбоя. Виды упругодемпфирующих характеристик (рабочих диаграмм) и соответствующие им алгоритмы регулирования представлены на рис. 2.

Отличие алгоритмов, показанных на рис. 2, состоит в различии моментов времени, в которых осуществляется практически мгновенное выравнивание давлений в рабочей и дополнительной полостях рессоры: алгоритм регулирования 1 — в статическом положении; алгоритмы 2 и 3 — до и после статического положения; алгоритм 4 — в начале ходов сжатия и отбоя.

Из сравнения рабочих диаграмм видно, что максимальные потери энергии и большую жесткость рессоры обеспечивает алгоритм регулирования 4 с выравниванием давлений в начале ходов сжатия и отбоя (рис. 2, *г*), а минимальную деформацию и минимальные потери энергии — алгоритм регулирования 3 с выравниванием давлений за статическим положением (рис. 2, *в*).

Оценка эффективности исследуемых алгоритмов регулирования на виброзащитные свойства подвески проводилась на основе анализа амплитудно-частотных характеристик (АЧХ) абсолютных и относительных колебаний подрессоренной массы при гармоническом кинематическом возмущении (рис. 3—5), а также по свободно-затухающим колебаниям (рис. 6). Расчеты были проведены при следующих исходных данных: M = 1500 кг; m = 130 кг; $p_{\text{р.ст}}$ = 0,42 МПа; $V_{\text{р.ст}}$ = 11 л; $V_{\text{д}}$ = 7,6 л; $F_{\text{э}}$ = 0,047 м^2; T = 220 Н.

Из сравнения кривых 2, 1 и 3 (см. рис. 3) видно, что чем позднее при ходах сжатия или отбоя происходит выравнивание давлений в полостях рессоры, тем выше ее виброзащитные свойства. В зоне резонанса (ω = 1 Гц) наименьшие колебания подрессоренной массы соответствуют кривой 3, что обеспечивается алгоритмом регулирования 3 с выравниванием давлений за статическим положением (см. рис. 2, *в*). При данном регулировании коэффициент виброзащиты равен 2, что характерно для обычных подвесок с мощными гидравлическими амортизаторами.

Алгоритм регулирования 4 с выравниванием давлений в начале ходов сжатия и отбоя, несмотря на бóльшую площадь рабочей диаграммы, обеспечивает более низкие виброзащитные свойства (см. рис. 3, кривая 4). Это связано с повышением жесткости упругодемпфирующей характеристики (см. рис. 2, *г*), так как в цикле колебаний нет "мягких" участков и при ходах

сжатия и отбоя не используется дополнительный объем ресивера. В результате увеличивается собственная частота колебаний подвески с 1 до 1,3 Гц, что соответствует серийной пневморессоре без ресивера (кривая 5).

На рис. 4 и 5 представлены АЧХ размахов относительных колебаний и АЧХ вертикальных ускорений подрессоренной массы на активно-управляемой рессоре при алгоритмах регулирования, показанных на рис. 2, а также на серийной рессоре без ресивера. Из рис. 4 видно, что регулирование по предложенным алгоритмам происходит по-разному на различных участках частотной характеристики. В зоне низкочастотного резонан-

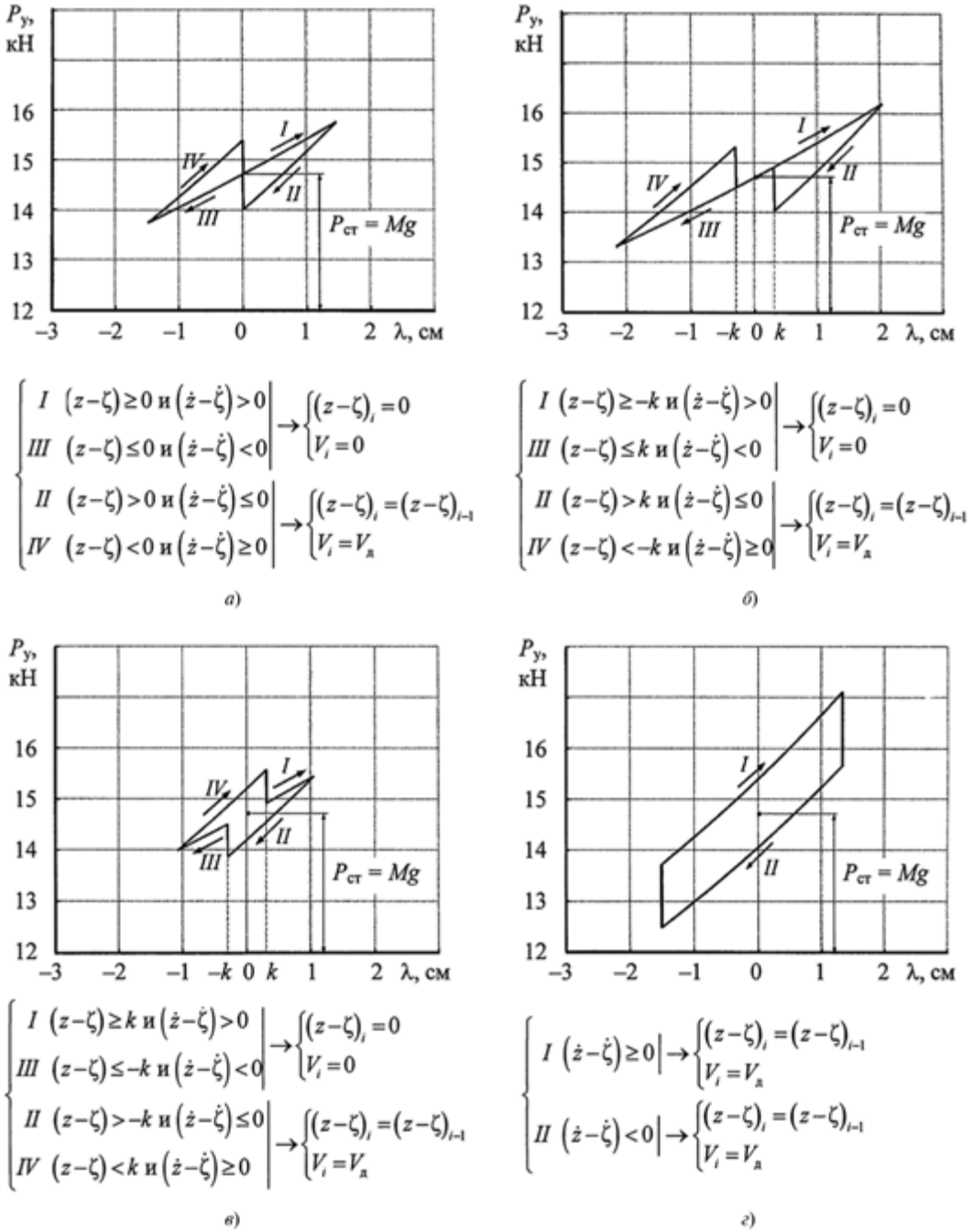


Рис. 2. Упругодемпфирующие характеристики и алгоритмы регулирования:

а — выравнивание давлений в статическом положении (алгоритм 1); б — выравнивание давлений до статического положения (алгоритм 2); в — выравнивание давлений после статического положения (алгоритм 3); г — выравнивание давлений в начале ходов сжатия и отбоя (алгоритм 4); k — параметр включения; $z - \zeta = \lambda$

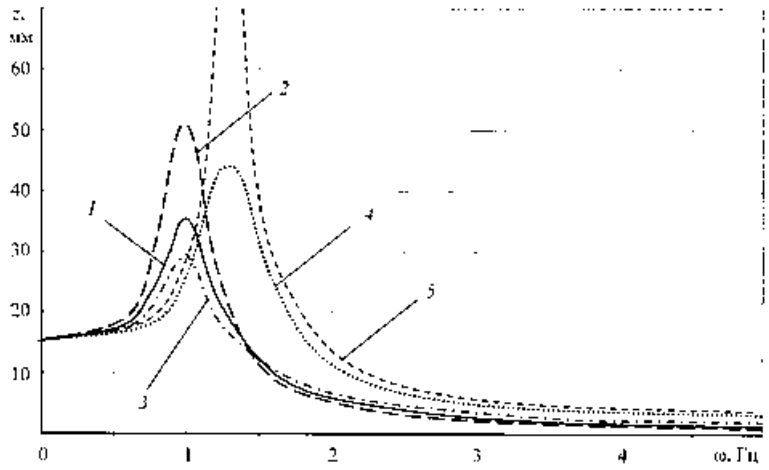


Рис. 3. АЧХ размахов абсолютных колебаний подрессоренной массы M = 1,5 т при двойной амплитуде кинематического возмущения $2q_0$ = 15 мм и различных алгоритмах регулирования:

1—4 — соответственно алгоритмы 1, 2, 3 и 4; 5 — серийная пневморессора без ресивера

са, так же как и на рис. 3, наиболее эффективным и предпочтительным является упругодемпфирующая характеристика с алгоритмом регулирования 3 (см. рис. 2, *в*), а в зоне высокочастотного резонанса — с алгоритмом регулирования 4 (см. рис. 2, *г*), при котором гашение колебаний происходит в 1,5—2 раза эффективнее, чем при алгоритмах 1, 2 и 3.

Исследование вертикальных ускорений подрессоренной массы 1,5 т показало, что при выравнивании давлений в начале ходов сжатия и отбоя по алгоритму регулирования 4 (кривая 4, рис. 5) вертикальные ускорения увеличиваются в 1,5—3 раза по сравнению с алгоритмами 1, 2 и 3, при которых значение ускорений практически не изменяется в зоне высокочастотного резонанса.

На рис. 6 показаны расчетные графики свободных затухающих колебаний подрессоренной массы 1,5 т на активно-управляемой пневморессоре при различных алгоритмах регулирования упругодемпфирующей характеристики и на серийной пневморессоре без ресивера после предварительного растяжения

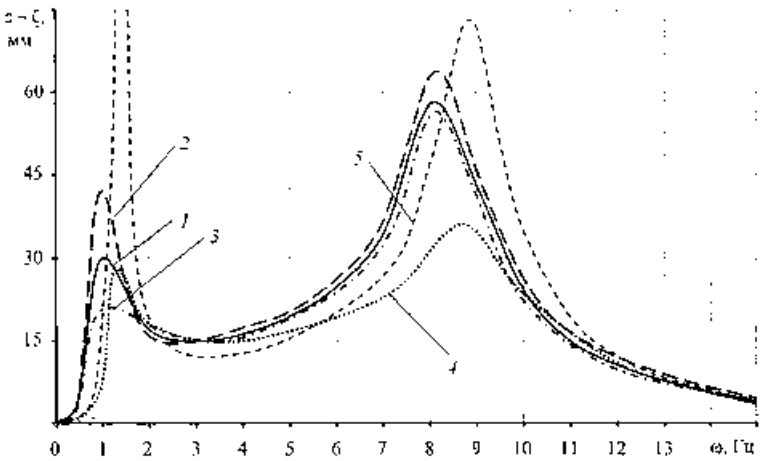


Рис. 4. АЧХ размахов относительных колебаний подрессоренной массы M = 1,5 т при двойной амплитуде кинематического возмущения $2q_0$ = 15 мм и различных алгоритмах регулирования:

1—4 — соответственно алгоритмы 1, 2, 3 и 4; 5 — серийная пневморессора без ресивера

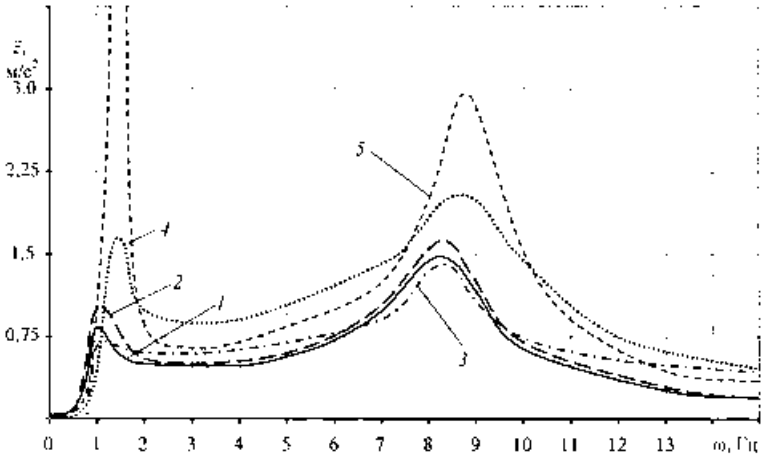


Рис. 5. АЧХ вертикальных ускорений подрессоренной массы M = 1,5 т при двойной амплитуде кинематического возмущения $2q_0$ = 15 мм и различных алгоритмах регулирования:

1—4 — соответственно алгоритмы 1, 2, 3 и 4; 5 — серийная пневморессоры

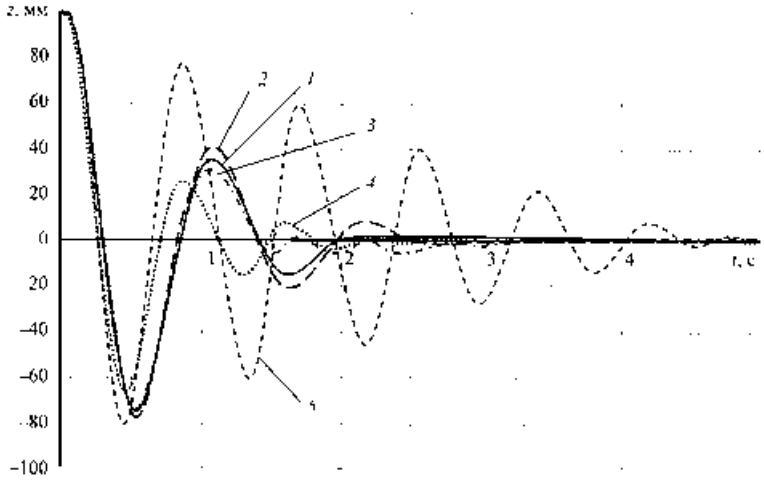


Рис. 6. Процесс затухания колебаний груза массой M = 1,5 т на активно-управляемой пневморессоре:

1—4 — алгоритмы соответственно 1, 2, 3 и 4; 5 — серийная пневморессора без ресивера

пневморессоры от ее статического положения на 100 мм.

Из сравнения графиков на рис. 6 видно, что выравнивание давлений в начале ходов сжатия и отбоя по алгоритму регулирования 4 обеспечивает наиболее эффективный процесс затухания колебаний (кривая 4). При этом снижаются и период и амплитуда колебаний. Использование алгоритма регулирования 3 также способствует эффективному гашению колебаний.

Анализ виброзащитных свойств активно-управляемой пневморессоры с различными алгоритмами регулирования показал, что по критерию минимизации АЧХ в зоне низкочастотного резонанса наилучшие результаты имеет упругодемпфирующая характеристика с алгоритмом регулирования 3 (см. рис. 2, *в*), а в зоне высокочастотного резонанса и свободно-затухающих колебаний эффективнее упругодемпфирующая характеристика с алгоритмом регулирования 4 (см. рис. 2, *г*).

Вывод. Для обеспечения наибольшей виброзащиты необходимо осуществлять частотное регулирование упругодемпфирующих характеристик — на низких частотах использовать алгоритм регулирования 3 с выравниванием давлений после статического положения, а на высоких частотах — алгоритм регулирования 4 с выравниванием давлений в начале ходов сжатия и отбоя в цикле колебаний пневморессоры.

Поэтому перспективным направлением дальнейшего повышения виброзащитных свойств систем подрессоривания АТС могут стать разработка и применение активно-управляемых пневмоподвесок с микропроцессорным управлением, обеспечивающим практически мгновенное регулирование упругодемпфирующих характеристик пневморессор по определенным выше оптимальным алгоритмам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Новиков, В. В.** Пневморессора с регулируемым по амплитуде и направлению воздушным демпфером [Текст] / В. В. Новиков, А. С. Дьяков, В. А. Федоров // Автомобильная промышленность, 2007. — № 10. — С. 21—22.
2. **Пат.** 2340468 РФ, МПК B 60 G 11/26, F 16 F 5/00. Пневматическая подвеска / В. В. Новиков, Б. Н. Фитилев, А. С. Дьяков; ВолгГТУ. — 2008.
3. **Калашников, Б. А.** Системы амортизации объектов с дискретной коммутацией упругих элементов: монография [Текст] / Б. А. Калашников; ОмГТУ. — Омск, 2008. — 344 с.
4. **Новиков, В. В.** Виброзащитные свойства подвесок автотранспортных средств: монография [Текст] / В. В. Новиков, И. М. Рябов, К. В. Чернышов; ВолгГТУ. — Волгоград, 2009. — 339 с.

УДК 621.9.06

А. Д. Назаров,
д-р техн. наук,
проф.,
Мемфис (США)

Точность настройки балансировочных станков и балансировки на них коленчатого вала и вала в сборе двигателей

Рассмотрены способы повышения точности настройки балансировочных станков и балансировки на них коленчатого вала и вала в сборе при производстве и ремонте двигателей.

Ключевые слова: *балансировочные станки, настройка, контрольные роторы, балансировка, точность.*

Одним из путей повышения надежности и вероятности безотказной работы (ВБР), уменьшения уровня шума и вибраций автотракторных двигателей при их производстве и ремонте является динамическая балансировка вращающихся деталей, особенно коленчатого вала и вала в сборе. На предприятиях-изготовителях стран СНГ коленчатые валы и валы в сборе двигателей балансируют на специальных балансировочных станках, выпускаемых в основном германской фирмой Шенк (мод. R44Sb) и Минским станкостроительным заводом (модели 9716, 9717, 9718, 9719 и 9719Б). Балансировочные станки, предназначенные для балансировки коленчатого вала, на предприятиях-изготовителях встраивают в автоматическую линию изготовления этой детали. При этом для балансировки коленчатого вала и вала в сборе каждой конкретной модели или модификации двигателей, выпускаемых на данном предприятии, предусматривают определенные модели балансировочных станков.

На предприятиях-изготовителях коленчатый вал в сборе с маховиком и с маховиком и сцеплением (бензиновые двигатели с карбюрацией) балансируют на отдельном производственном участке.

Дисбаланс в плоскости шкива коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением устраняют высверливанием неуравновешенной массы, вызывающей рассматриваемый дисбаланс, из ближайших к этой плоскости двух (рядные четырехцилиндровые двигатели — Р-4) или трех (V-образные восьмицилиндровые двигатели — V-8) противовесов вала. Излишнюю массу высверливают из того противовеса, на сектор которого приходится указанный дисбаланс.

Дисбаланс в плоскости маховика коленчатого вала в сборе с маховиком устраняют высверливанием неуравновешенной массы, вызывающей данный дисбаланс, из маховика.

Для балансировки коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением в плоскости маховика на наружной, не рабочей поверхности нажимного диска сцепления предусмотрены специальные "весовые" бобышки. Они равномерно расположены на указанной поверхности по окружности определенного диаметра. Высверливанием излишнего металла из соответствующей бобышки устраняют дисбаланс.

Следует отметить, что балансировать коленчатый вал в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением в плоскости маховика также можно высверливанием неуравновешенной массы, вызывающей дисбаланс в этой плоскости, из ближайших к данной плоскости двух (двигатели Р-4) или трех (двигатели V-8) противовесов вала. Излишнюю массу высверливают из того противовеса, в секторе которого имеется рассматриваемый дисбаланс. При использовании данного способа нарушается взаимозаменяемость коленчатого вала, маховика и сцепления при эксплуатации и ремонте двигателей, если возникает необходимость замены одного или двух из этих сборочных единиц. Поэтому данный способ на предприятиях-изготовителях автотракторных двигателей не применяется.

На предприятиях-изготовителях измерительную систему балансировочных станков обычно настраивают с помощью эталонных коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением (бензиновые двигатели с карбюрацией). Эти сборочные единицы не должны иметь остаточных дисбалансов в обеих плоскостях коррекции. Предприятия, выпускающие балансировочные станки, наладку и

настройку этих станков должны проводить с использованием упомянутых сборочных единиц и комплектовать ими станки. В случае необходимости наладки балансировочного станка для балансировки коленчатого вала или вала в сборе других моделей двигателей нужно на предприятиях-изготовителях указанные сборочные единицы балансировать до эталонных образцов, что вызывает определенные трудности. При длительном применении эталонных коленчатого вала и вала в сборе изнашиваются опорные шейки вала, ослабляется крепление маховика к коленчатому валу и сцепления к маховику, что влияет на точность настройки измерительной системы балансировочного станка и определения на нем значения и угла дисбаланса в плоскостях коррекции балансируемых сборочных единиц. Существующие автоматические линии, балансировочные станки и способы позволяют с высокой точностью балансировать коленчатые валы и валы в сборе при производстве двигателей.

В условиях ремонтного производства было бы целесообразно использовать те же балансировочные станки, предназначенные для балансировки коленчатого вала и вала в сборе, что и на предприятиях-изготовителях двигателей. Но это практически не осуществимо и экономически не целесообразно из-за малой программы моторемонтных предприятий и разномарочности ремонтируемых на них двигателей. Поэтому для балансировки коленчатого вала и вала в сборе на моторемонтных предприятиях СНГ используют в основном балансировочный станок мод. КИ-4274. Станок универсальный, его легко переналадить на балансировку различных конструкций коленчатых валов. Переналадка включает установку сменных вкладышей, привода, изменение межопорного расстояния и настройку на соответствующую балансируемую сборочную единицу (коленчатый вал или вал в сборе).

На ремонтных предприятиях для настройки измерительной системы балансировочных станков применяют специальные контрольные роторы [1,2]. Их обычно изготовляют на заводах, выпускающих балансировочные станки, и поставляют на ремонтные предприятия в комплекте с указанным станком. При этом для настройки балансировочного станка на балансировку коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением каждой модели двигателя применяют один и тот же контрольный ротор [1, 2].

В процессе настройки станка производят тарировку его измерительной системы и разделение плоскостей коррекции. С этой целью на станке предусмотрены потенциометры тарировки и компенсации для каждой плоскости коррекции. Контрольный груз с расчетным дисбалансом 300 г · мм при настройке станка мод. КИ-4274 устанавливают поочередно в передней и задней плоскостях приведения контрольного ротора. Во время вращения под действием возмущающих центробежных сил инерции и их моментов, вызываемых указанным дисбалансом, ротор совершает вынужденные колебания на подвижных опорах в горизонтальном направлении. Магнитоэлектрическими датчиками, расположенными в опорах, фиксируют амплитуду их перемещений, которая преобразуется датчиками в напряжение, пропорциональное дисбалансу и измеряемое соответствующим индикатором. С помощью потенциометра тарировки добиваются, чтобы показание индикатора дисбаланса в обеих плоскостях коррекции контрольного ротора соответствовало значению 300 г · мм, создаваемому грузами. Разделение плоскостей коррекции предусматривает уменьшение их взаимного влияния.

После настройки измерительной системы станка определяют дисбалансы и их углы и проводят балансировку сборочных единиц. Следует отметить, что масса контрольного ротора, используемого для настройки балансировочного станка мод. КИ-4274, равна массе соответствующего коленчатого вала. При установке на коленчатый вал маховика, нажимного и ведомого дисков сцепления изменяется не только масса балансируемых сборочных единиц, но и центр масс и момент инерции. Поэтому при настройке измерительной системы станка контрольным ротором на нем можно балансировать только коленчатый вал. При балансировке на станке, настроенном с использованием указанного ротора, коленчатого вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением возникают погрешности, связанные с несоответствием массогеометрических параметров (МГП) ротора аналогичным параметрам балансируемых сборочных единиц.

Следует отметить, что балансировочный станок мод. КИ-4274 комплектуют роторами двух конструкций [1]. Конструкция второго ротора соответствует рекомендациям ИСО 2953—95 [3]. В случае несоответствия размеров ротора требованиям чертежа наблюдается рассеяние значений МГП обоих роторов. Это влияет на точность настройки измерительной системы балансировочного станка и балансировки на нем даже только коленчатого вала, не говоря о вале в сборе с маховиком и вале в сборе с маховиком и сцеплением. Поэтому при производстве рассматриваемых роторов нужно строго соблюдать ТУ на их изготовление.

Теоретическим анализом, расчетами и экспериментальными исследованиями выявлено, что дисбалансы и их углы в плоскостях коррекции коленчатого вала в сборе с маховиком и вала в сборе с маховиком и сцеплением можно определять с использованием показаний соответствующих индикаторов балансировочного станка, измерительная система которого настроена с помощью контрольного ротора, предназначенного для настройки станка только на балансировку коленчатого вала. При этом действительные значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции рассматриваемых сборочных единиц определяют с при-

менением номограмм, построенных на основе экспериментальных данных, а также расчетов [2]. Однако этот способ сложен, трудоемок и его использование в условиях производства и особенно ремонта двигателей вызывает определенные трудности и требует высокой квалификации рабочего-балансировщика.

В некоторых опубликованных работах для обоснования возможности использования одного и того же контрольного ротора для настройки измерительной системы балансировочного станка на балансировку коленчатого вала разных автотракторных двигателей, предлагается использовать параметр — неуравновешенность e балансируемой сборочной единицы. Ее значение вычисляют по выражению

$$e = Д/m,$$

где $Д$ и m — дисбаланс и масса балансируемой детали.

Зная допустимый дисбаланс и номинальную массу детали по приведенной выше формуле определяют допустимую неуравновешенность $e_{п}$ балансируемой сборочной единицы (см. таблицу). Затем каждый коленчатый вал предлагается балансировать с остаточной неуравновешенностью не более неуравновешенности, указанной в таблице.

При настройке балансировочного станка необходимость учета массы балансируемых деталей и сборочных единиц не вызывает возражений. Нужно отметить, что амплитуда вынужденных колебаний контрольного ротора и балансируемых сборочных единиц на подвижных опорах балансировочного станка при одних и тех же дисбалансах в плоскостях коррекции определяется не только их массой, но и положением центра масс и моментом инерции ротора и рассматриваемых сборочных единиц. Очевидно, что при одинаковых массах контрольного ротора, коленчатого вала и вала в сборе их центр масс и момент инерции будут иметь различные значения. Поэтому настройка измерительной системы балансировочного станка на балансировку разных коленчатых валов с использованием контрольного ротора, имеющего одинаковую массу с балансируемыми сборочными единицами, приводит к ошибочным результатам из-за различных значений характеристик их колебательного движения на подвижных опорах станка. Кроме того, нельзя согласиться с тем, что величина e определяет неуравновешенность ротора или коленчатого вала в сборе, так как она характеризуется таким распределением масс, которое во время вращения вызывает переменные нагрузки на опорах ротора и его изгиб [4, 5]. Следовательно, величиной e можно оценить только удельный дисбаланс ротора и балансируемых сборочных единиц, приходящийся на единицу массы, а не их неуравновешенность.

Приведенные данные показывают, что при настройке измерительной системы балансировочных станков необходимо учитывать не только массу, но и положение центра масс и значение момента инерции балансируемых сборочных единиц. Это, к сожалению, на ремонтных предприятиях не делается.

Все указанные выше трудности и погрешности полностью устраняются, если измерительную систему балансировочного станка настраивать с использованием разработанных контрольных роторов [2, 6]. МГП этих роторов равны аналогичным параметрам балансируемых сборочных единиц [2, 6]. Экспериментальные исследования роторов предложенной конструкции проводили на балансировочном станке мод. КИ-4274 с разработанной схемой преобразователей измерительной системы [7]. Анализ полученных данных по-

Таблица

Допустимые остаточные дисбаланс и неуравновешенность вращающихся деталей двигателей

Двигатель рабочим объемом, л	Коленчатый вал	Маховик	Коленчатый вал в сборе с маховиком и сцеплением в плоскости	
			маховика	шкива
1,198	17 / 14,89	14 / 20,80	34 / 14,37	17 / 7,19
2,445	15 / 8,17	35 / 26,40	35 / 8,66	15 / 3,71
4,25	15 / 4,90	35 / 25,05	30 / 4,90	15 / 2,45
6	30 / 7,35	35 / 14,30	70 / 8,08	30 / 3,46
10,85	80 / 11,29	30 / 9,11	108 / 7,08	80 / 5,24
14,86	75 / 4,78	60 / 9,55	125 / 4,78	75 / 2,87
16,3	90 / 12,26	30 / 9,11	115 / 7,30	90 / 5,71

Примечание. В числителе даны значения допустимых по ТУ остаточных дисбалансов, г·мм, в знаменателе — допустимой неуравновешенности, мм.

казал, что значения коэффициентов масштаба и взаимного влияния плоскостей коррекции, чувствительности станка [4, 5] по значениям дисбалансов и их углов в плоскостях маховика и шкива коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением находятся в допустимых пределах [1]. Эти коэффициенты и чувствительность характеризуют точность настройки измерительной системы балансировочного станка, балансировки и контроля остаточных дисбалансов и определения на нем значений дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции указанных сборочных единиц. При этом значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции коленчатого вала и вала в сборе определяют непосредственно по показаниям соответствующих индикаторов балансировочного станка. В этом случае нет необходимости в проведении дорогостоящих и трудоемких экспериментов и построения по их данным сложных монограмм и выполнения расчетов для определения значений упомянутых величин.

Из приведенных данных следует, что разработанные контрольные роторы необходимо применять не только при ремонте автотракторных двигателей, но и в условиях их производства. Это позволит полностью устранить трудности и погрешности, решить проблемы, имеющиеся в процессе балансировки коленчатого вала и вала в сборе на предприятиях-изготовителях двигателей.

Использование разработанных контрольных роторов позволяет не только с высокой точностью настраивать измерительную систему балансировочного станка и определять на нем значения дисбалансов и их углов в плоскостях коррекции упомянутых сборочных единиц при производстве и ремонте двигателей, но и снижать трудоемкость балансировки и контроля остаточных дисбалансов коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением в 1,16—1,21 и 1,47—1,68 раза соответственно в зависимости от первоначальных дисбалансов. В случае использования на ремонтных предприятиях балансировочного станка мод. КИ-4274 следует также применять определенную схему преобразователей его измерительной системы [7]. В условиях производства и ремонта двигателей V-8 при балансировке коленчатого вала (ремонтное производство) и вала в сборе на шатунные шейки вала нужно устанавливать балансировочные грузы.

Таким образом, для настройки измерительной системы балансировочного станка на предприятиях-изготовителях автотракторных двигателей с помощью эталонных коленчатого вала и вала в сборе требуется наличие их на заводе, производящем указанные станки. При переналадке балансировочного станка для балансировки коленчатого вала или вала в сборе с маховиком и сцеплением других моделей двигателей необходимо указанные сборочные единицы балансировать до эталонных образцов также на заводе, изготовляющем балансировочные станки. Поэтому настройку балансировочного станка для балансировки коленчатого вала, вала в сборе с маховиком и в сборе с маховиком и сцеплением при производстве двигателей целесообразно производить с помощью разработанных контрольных роторов.

Существующие контрольные роторы, поставляемые на ремонтные предприятия в комплекте с балансировочным станком мод. КИ-4274, можно использовать для настройки балансировочного станка только на балансировку коленчатого вала, так как они имеют массу, равную массе вала. Эти роторы нельзя применять для настройки станка на балансировку коленчатого вала в сборе с маховиком и вала в сборе с маховиком и сцеплением из-за того, что их МГП не соответствуют МГП балансируемых сборочных единиц. Даже в случае использования рассматриваемых роторов для настройки станка на балансировку коленчатого вала всегда возникают трудности и погрешности при определении значения и угла дисбалансов в плоскостях коррекции вала, вызываемые не идентичностью моментов инерции, координаты центра масс, расположения плоскостей коррекции и расстояния между ними ротора и балансируемого коленчатого вала, хотя они имеют одинаковую массу. Эти трудности и погрешности полностью устраняются, если балансировочный станок мод. КИ-4274, имеющий соответствующую электрическую схему преобразователей измерительной системы [7], настраивать с использованием разработанных контрольных роторов. При этом снижается трудоемкость балансировки и контроля остаточных дисбалансов коленчатого вала в сборе с маховиком и сцеплением в условиях производства и ремонта двигателей.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Назаров, А. Д.** Повышение точности измерения дисбалансов и балансировки коленчатого вала и вала в сборе при ремонте двигателей [Текст] / А. Д. Назаров // Грузовик &. — 2007. — № 9. — С. 13—19.
2. **Назаров, А. Д.** Дисбалансы автотракторных двигателей: определение и нормирование [Текст] / А. Д. Назаров. — М.: Машиностроение, 1992. — 272 с.
3. **ИСО 2953—95.** Балансировочные станки. — М.: Издательство стандартов, 1998. — 32 с.
4. **ГОСТ 22061—93.** Машины и технологическое оборудование. Система классов точности балансировки. Основные положения. — М.: Издательство стандартов, 1996. — 135 с.
5. **Назаров, А. Д.** Нормирование дисбаланса и повышение надежности автотракторных двигателей [Текст] / А. Д. Назаров. — Ашхабад: Ылым, 1986. — 296 с.
6. **Назаров, А. Д.** Расчет массогеометрических параметров коленчатых валов и контрольных роторов для настройки балансировочных станков: Материалы Международной научно-технической конференции "Развитие и эффективность автомобильно-дорожного комплекса в Центрально-Азиатском регионе" (1—3 ноября 2000 г., г. Ташкент) [Текст] / А. Д. Назаров, Б. А. Бабаев, Х. Я. Яйлымов. — Ташкент: ТАДИ, 2000. — С. 84—86.
7. **Назаров, А. Д.** Для повышения точности [Текст] / А. Д. Назаров, Б. А. Бабаев // Автомобильная промышленность. — 1993. — № 3. — С. 18—22.

УДК 629.113

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

Рабочий цикл большегрузных строительных самосвалов

Разработан типовой цикл движения большегрузных строительных автомобилей-самосвалов, который позволяет изучить режим нагружения деталей их несущих систем и ходовой части. Результаты режимометрирования дают возможность сформировать ступенчатые блоки нагружения, необходимые для расчета долговечности деталей или проведения их ускоренных стендовых испытаний.

Ключевые слова: *автомобиль-самосвал, нагруженность, типовой цикл, усталостная долговечность, прочность, испытания.*

Большегрузные строительные самосвалы предназначены для работы на крупных стройках в самых различных географических регионах страны, что и определяет их условия эксплуатации. Большая часть движения автомобилей-самосвалов проходит по грунтовым дорогам среднего и низкого качества, в зоне карьеров, в условиях полного бездорожья, особенно в начальный период организации строительных работ. Автомобили-самосвалы работают на относительно малом плече пробега, как правило, от 3 до 15 км, с частыми подъемами кузова (до 6 тыс. подъемов в год), а также восприятием ударных нагрузок от падающего груза при погрузке. На практике степень загрузки самосвалов, как правило, определяется емкостью их кузова или емкостью и числом ковшей экскаватора, без учета большой разницы в объемной массе различных строительных грузов, что часто приводит к перегрузкам автомобилей-самосвалов на 30—40 %. В процессе эксплуатации самосвалам приходится преодолевать такие препятствия, как неглубокие канавы, бревна, насыпи, железнодорожные переезды. При маневрах не исключается наезд на отдельные камни, пни, кочки и т. п.

Эксплуатационные наблюдения показывают, что, несмотря на многообразие условий эксплуатации, большинство большегрузных строительных автомобилей-самосвалов работают по однотипным циклам. При наличии типовых циклов можно оперативно провести режимометрирование самосвалов, по результатам которого составить нагрузочные блоки, используемые при расчетах ресурса и ускоренных стендовых испытаниях несущих систем и узлов ходовой части самосвалов [1, 2].

Типовой рабочий цикл большегрузного строительного самосвала, как правило, включает:

- механизированную загрузку в карьере;
- движение по карьеру;
- движение по подъездным дорогам к карьеру;
- движение по дорогам с усовершенствованным покрытием к месту разгрузки;
- разгрузку;
- движение обратно в карьер для загрузки.

На рис. 1 представлен типовой рабочий цикл большегрузного строительного автомобиля-самосвала. Результаты статистической обработки режимов работы автомобилей-самосвалов (рис. 2) показали, что средняя протяженность маршрута l большегрузного строительного автомобиля-самосвала составляет 3720 м, по карьеру самосвал проходит среднее расстояние $l_а = 615$ м, на выезде из карьера $l_б = 287$ м и к месту разгрузки проходит путь $l = 2818$ м. Средний уклон дороги при выезде из карьера составляет 10,5 %. Скорость движения самосвала по карьеру 5—7 км/ч, по подъездным дорогам к карьеру 15—35 км/ч, по дорогам к месту разгрузки 35—65 км/ч.

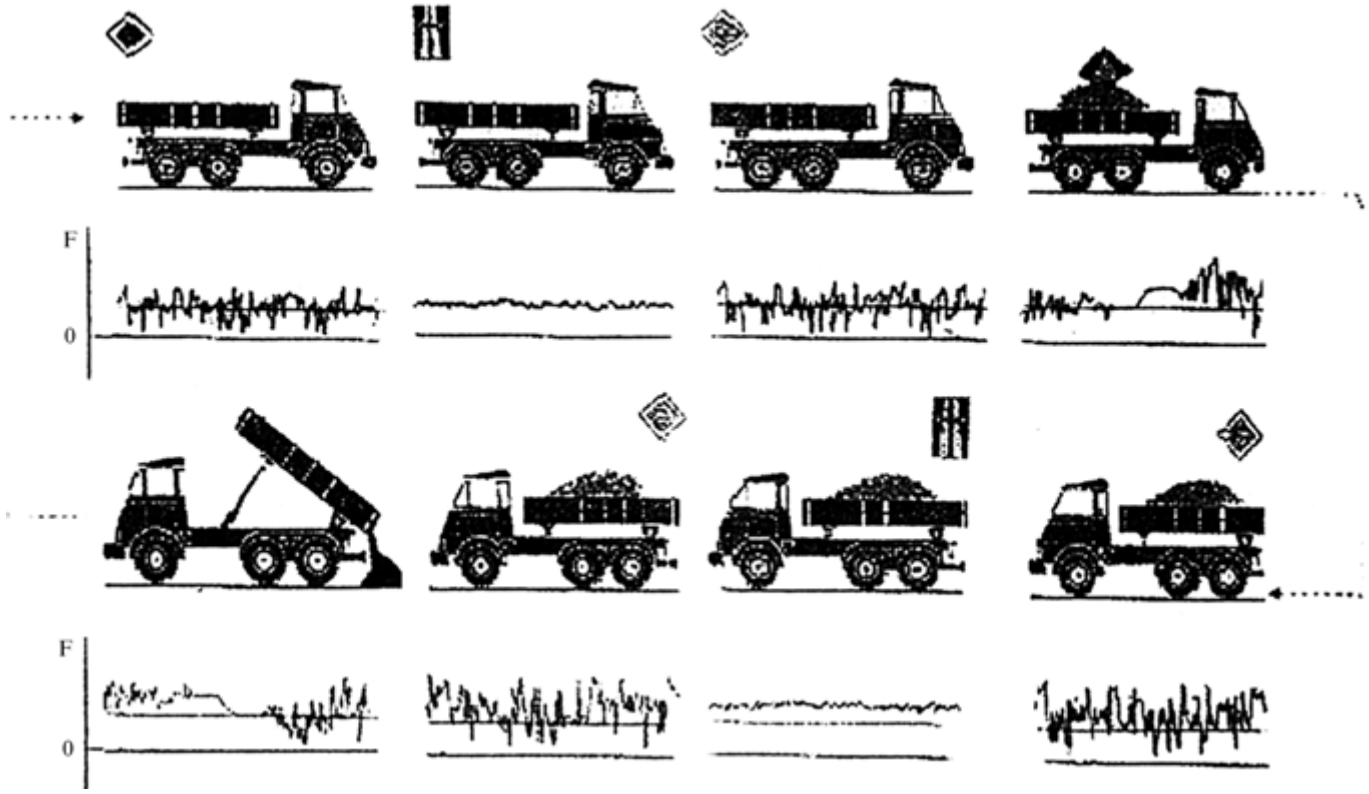


Рис. 1. Типовой рабочий цикл большегрузного строительного автомобиля-самосвала и процессы нагружения его несущих конструкций:

F — величина деформации элементов несущей конструкции

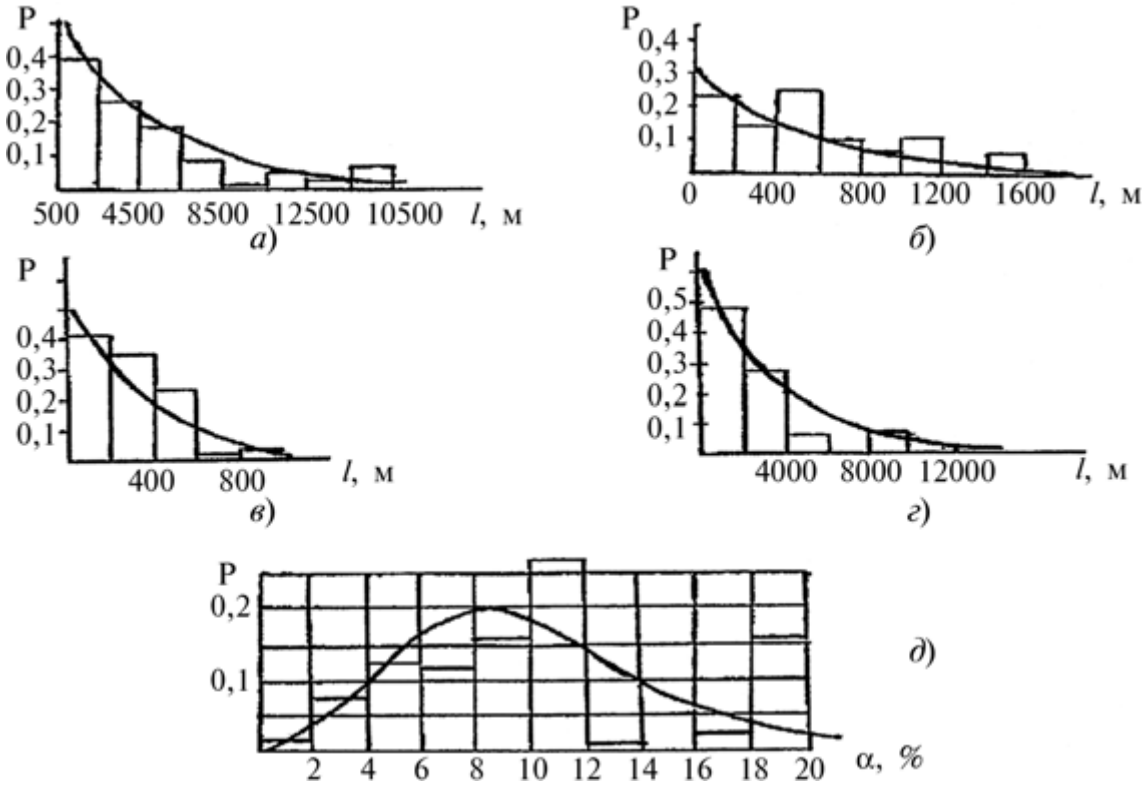


Рис. 2. Вероятности общей длины маршрута (а), длин участка основания карьера (б), участка въезда (в), участка от карьера к месту разгрузки (г) и уклона на участке выезда из карьера (д)

Наблюдения за эксплуатацией автомобилей-самосвалов в различных регионах показывают, что наиболее вероятная протяженность типового маршрута большегрузного строительного автомобиля-самосвала составляет менее 8 км, причем 30 % протяженности маршрута приходится на бездорожье в карьере, подъездные дороги к нему и к строительной площадке.

До режимометрирования по типовому циклу на примере известных конструкций необходимо выявить наиболее нагруженные элементы машины, опасные с точки зрения прочности и долговечности зоны, закономерности нагружения деталей, лимитирующих надежность автомобиля-самосвала.

В результате многолетнего опыта проектирования и эксплуатации несущие системы машины приняли определенные компоновочные формы, которые варьируются лишь в незначительных пределах в зависимости от назначения той или иной машины. Наиболее распространенными несущими системами транспортных машин являются рамные конструкции.

В отечественном и зарубежном автомобилестроении широко практикуется создание автомобилей-самосвалов на базе шасси грузовых автомобилей общего назначения. Более тяжелые условия эксплуатации автомобилей-самосвалов при этом требуют конструктивных мер, направленных на повышение прочности рамы и увеличение угловой жесткости несущей системы для обеспечения необходимого ресурса и достаточной боковой устойчивости автомобиля при свале грузов на площадках с поперечным уклоном. Традиционным конструктивным решением по обеспечению этих требований является использование и применение надрамника — дополнительной рамы, устанавливаемой на основную. Такая схема, например, применена в несущих системах большегрузных самосвалов КАМАЗ-55111, 65115, 65116 на базе шасси седельного тягача КАМАЗ-54112. Рама автомобиля представляет собой конструкцию лестничного типа со штампованными лонжеронами швеллерного сечения из стали 22Г2ТЮ, соединенными между собой шестью поперечинами открытого профиля из стали 20. Надрамник у этих автомобилей лестничного типа и имеет массу 318 кг.

Однако надрамник существенно увеличивает металлоемкость и трудоемкость изготовления несущей системы автомобиля-самосвала. На изготовление надрамника расходуется до 40 % металла, идущего на постройку основной рамы несущей системы машины. Элементы несущей системы автомобиля-самосвала не удается выполнить в виде равнопрочной конструкции. Узлы соединения поперечных и продольных балок рамы и надрамника, места крепления различных деталей к стенкам и полкам их лонжеронов (кронштейнов рессор, топливного бака, силового агрегата и др.), многочисленные отверстия технологического и конструктивного назначения, усложненная из конструктивных соображений форма поперечин и другие причины создают в элементах несущей системы зоны с резкими перепадами жесткости и повышенными концентрациями напряжений, опасные возможностью возникновения усталостных разрушений.

Еще одним тяжелонагруженным агрегатом самосвалов являются мосты, к которым предъявляются более жесткие требования по прочности, жесткости и долговечности, чем к мостам автомобилей общетранспортного назначения. На автомобилях-самосвалах с колесной формулой 6 × 4 для передней оси применяются кованые балки двутаврового сечения из термоулучшенных на твердость 241—285 НВ сталей 45 и 40Х. Картеры передних мостов полноприводных автомобилей-самосвалов КАМАЗ составные (рис. 3). Картер 1 литой из стали 35Л. В него запрессован трубчатый кожух полуоси 2 из стали 18ХГТ. К фланцу картера и кожуха полуоси шпильками М18 × 1,5 присоединены шаровые опоры поворотных цапф 3. Шаровые опоры изготовлены из стали 40Х, термоулучшенной на твердость 241—285 НВ. Картеры задних веду-

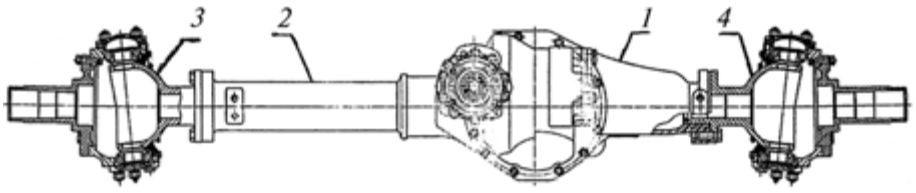


Рис. 3. Картер переднего ведущего моста в сборе с поворотными цапфами большегрузного строительного автомобиля-самосвала КАМАЗ-65116

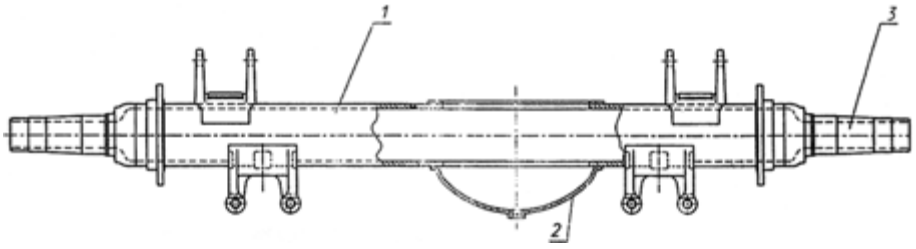


Рис. 4. Картер задних ведущих мостов большегрузных строительных автомобилей-самосвалов КАМАЗ

лей-самосвалов КАМАЗ показала, что основным видом повреждений конструкций несущей системы и ходовой части (за исключением балки передней оси) являются усталостные трещины и разрушения их элементов [3, 4]. При пробеге до капитального ремонта (350—600 тыс. км для различных моделей) нередко наблюдались усталостные трещины элементов несущей системы и ходовой части. Разрушения усталостного происхождения элементов несущих систем и ходовой части преобладали и составляли около 85 % всех случаев повреждений. Это свидетельствует о том, что для прочности несущей системы и узлов ходовой части решающее значение имеют переменные нагрузки, вызывающие в условиях эксплуатации их усталостные разрушения и повреждения. Разрушения же элементов несущих систем и ходовой части, связанные с аварийными и единичными статическими перегрузками, встречаются значительно реже и не лимитируют сроков службы автомобилей-самосвалов. Исключение составляют случаи необратимой деформации несущей системы из-за потери кузовом боковой устойчивости при разгрузке самосвалов на площадках с поперечным уклоном. На рис. 5 приведены

щих мостов большегрузных строительных автомобилей-самосвалов КАМАЗ (рис. 4) штампосварные с балками 1 из листовой стали 17ГС, толщиной 11 мм, с горизонтально расположенным банджо. Крышка картера 2, служащая как емкость для смазочного масла, куполообразной формы, отштампованная из листовой стали 20, толщиной 8 мм и приварена к балке кольцевым швом внахлест. Цапфы 3 колес из стали 40Х соединены с балкой картера сваркой трением.

Для создания надежных агрегатов несущих систем автомобилей-самосвалов необходимы сбор и статистический анализ их отказов в работе автомобилей-самосвалов из-за разрушения несущих систем и узлов ходовой части, а также выявления зон их эксплуатационной повреждаемости. В течение длительного периода службой испытания и доводки автомобилей ОАО "КАМАЗ" был организован сбор и статистическая обработка информации о надежности несущих систем и узлов ходовой части около 500 автомобилей-самосвалов КАМАЗ-55111, 65115, 65116, работающих в различных географических регионах страны. Автомобили-самосвалы эксплуатировались круглогодично на строительстве различных объектов.

Обработка информации о надежности большегрузных строительных автомоби-

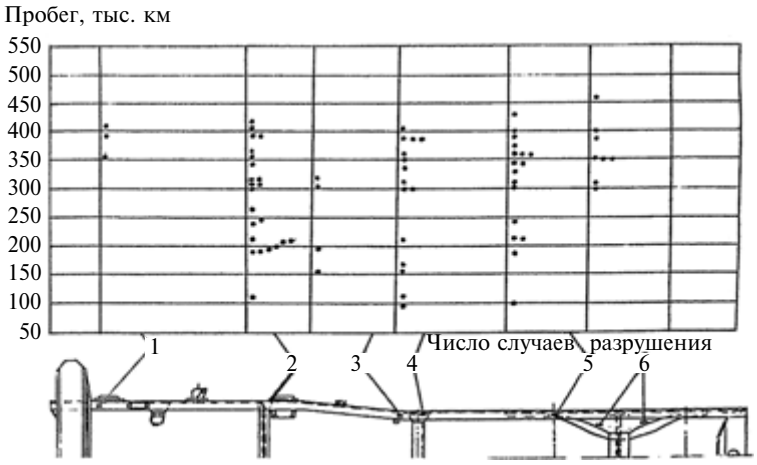


Рис. 5. Диаграмма распределения эксплуатационных поломок (усталостные трещины и разрушения) в отдельных зонах (1—6) рамы автомобилей-самосвалов КАМАЗ

сведения об эксплуатационных разрушениях рам большегрузных строительных автомобилей-самосвалов КАМАЗ в виде наглядной схемы их расположения на раме с регистрацией пробега до возникновения.

Обобщение материалов по эксплуатационным повреждениям несущих систем автомобилей-самосвалов КАМАЗ позволяет сделать вывод о том, что наиболее характерными поломками являются усталостные трещины поперечин и лонжеронов рамы, лонжеронов надрамника у передних опор кузова, элементов опор силового агрегата, ослабления и срез заклепок в соединениях поперечин с лонжеронами и с косынками. Виды повреждений рамы базового автомобиля — седельного тягача КАМАЗ-54112, такие же, как и рам автомобилей-самосвалов КАМАЗ-55111, 65115, 65116, но пробег до возникновения повреждения, разный. Кроме этого развитие усталостных трещин лонжеронов рам над осью среднего моста автомобилей-самосвалов начинается от кромки нижней полки, а у рамы седельного тягача — от кромки верхней полки. Поломки на деталях правой и левой стороны рам примерно аналогичны и происходят одинаково часто. Усталостные трещины, являющиеся основным видом повреждения рам, зарождаются, как правило, в лонжеронах — у кромок полок, в поперечинах — в местах их крепления к лонжеронам от различных концентраторов напряжений. В лонжеронах эти трещины развиваются примерно в перпендикулярном к кромке направлении, быстро прогрессируют и приводят к разрушению лонжерона. В поперечинах и их косынках появляющиеся трещины развиваются значительно медленнее, чем в лонжеронах, и к выходу из строя рамы чаще не приводят.

Сведения об эксплуатационных повреждениях рам показывают, что долговечность рамы определяется сопротивлением усталости лонжеронов. С точки зрения долговечности автомобиля усталостная долговечность лонжеронов имеет решающее значение. Наблюдались случаи выхода из строя несущих систем из-за необратимых деформаций их элементов вследствие потери кузовом боковой устойчивости при разгрузках самосвалов на неровных площадках. Разрушение лонжеронов приводит к потере несущей способности рамы и ее замене.

Усталостные разрушения балок передней оси при эксплуатации автомобилей-самосвалов происходили крайне редко и являлись следствием дефектов металла. Чаще балки мостов выходили из строя из-за остаточных деформаций от единичных перегрузок. Картеры ведущих мостов автомобилей-самосвалов, как показывает опыт эксплуатации, выходят из строя из-за усталостных разрушений цапфы колес по галтели и шву приварки к балке, балки у банджо и швов приварки крышки к балке.

Для доводки имеющихся и создания надежных и экономичных несущих конструкций необходимо выявить закономерности их нагружения в условиях эксплуатации. С этой целью информация по эксплуатационным повреждениям элементов несущей системы и ходовой части автомобилей-самосвалов и базового автомобиля была систематизирована методом статистической обработки результатов незавершенных испытаний автомобилей на надежность. В результате обработки статистического материала с помощью критериев согласия было установлено, что эмпирические распределения ресурса лонжеронов и поперечин рам, а также картеров переднего и задних ведущих мостов хорошо согласуются с теоретическим законом нормального распределения. Плотность нормального распределения

$$f(x) \approx \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} \exp\left[-\frac{(x-m_x)^2}{2\sigma^2}\right],$$

где m_x — среднее значение; σ — среднее квадратическое отклонение случайной величины x, т. е. ресурса.

Средний ресурс m_x лонжеронов рам автомобилей-самосвалов составил 468 тыс. км пробега с коэффициентом вариации

$\upsilon = \sigma/m_x = 0{,}24$, второй и третьей поперечин — 120 и 156 тыс. км с υ, равным 0,22 и 0,32, соответственно. Средний ресурс картера переднего моста, шаровых опор поворотных цапф и картера задних ведущих мостов соответственно составил 368, 352 и 482 тыс. км пробега с коэффициентами вариации 0,23, 0,28 и 0,26. Долговечность элементов рамы базового автомобиля оказалась ниже, чем у автомобилей-самосвалов. Усиление рамы надрамником привело к повышению ресурса ее элементов, несмотря на более тяжелые условия эксплуатации автомобилей-самосвалов.

Оценка эксплуатационной нагруженности элементов несущей системы и ходовой части автомобилей-самосвалов проводилась с помощью наклеиваемых на раме и картерах мостов проволочных тензодатчиков марки 2ПКБ10-200 и тензометрической аппаратуры фирмы HBM (Германия). Датчики наклеивались в наиболее напряженных зонах конструкций, которые были определены на основе информации по эксплуатационным их разрушениям. Ориентация тензодатчиков в исследуемых зонах конструкций проводилась в соответствии с направлениями главных напряжений, для выявления которых был применен метод хрупких лаковых покрытий.

Исследования нагруженности элементов рам и ходовой части проводились при движении снаряженных и груженых автомобилей по типовому рабочему маршруту (песчаный карьер, подъездные дороги к карьеру и строительной площадке, дороги с усовершенствованным покрытием), а также по специальным дорогам НИЦИАМТ: треку со сменными неровностями высотой 0,23 м, "бельгийской мостовой", мощеной, грунтовой и горной дорогам.

Оценивалась также нагруженность конструкций самосвалов при загрузках и свале грузов как на ровных, так и на неровных площадках. Кроме этого, измерялись величины боковых нагрузок, действующих на раму со стороны передней подвески, и углы закручивания несущей системы при движении автомобилей-самосвалов по различным дорогам. Схематизация случайных процессов нагружения конструкций проводилась по методу "стекающего дождя" с помощью универсального классификатора SM-130 (Япония).

Анализ результатов измерений напряжений в наиболее повреждаемых местах рамы и картеров ведущих мостов в эксплуатационных условиях автомобилей-самосвалов показал, что элементы рамы и картеров мостов испытывают наибольшее нагружающее воздействие при движении автомобилей-самосвалов по карьеру и подъездным к нему дорогам. При этом у рамы высокому уровню напряженности подвержены как лонжероны, так и поперечины. При движении машины на этих участках маршрута зафиксированы также наибольшие величины углов закручивания несущей системы (до 3,5° по базе автомобиля). Величины динамических напряжений и углов закручивания несущей системы, зарегистрированные в таких условиях, соизмеримы с записанными на треке со сменными неровностями автополигона. Это указывает на то, что наиболее интенсивное накопление усталостных повреждений элементов рамы наблюдается при переменных закручиваниях несущей системы, что происходит при движении автомобиля по неровным дорогам, имитацией которых является трек со сменными неровностями полигона. Другие специальные дороги автополигона (мощеная дорога, "бельгийская мостовая" и горная дорога) оказывают меньшее нагружающее воздействие на несущие конструкции, чем трек со сменными неровностями.

При движении автомобилей-самосвалов в тяжелых дорожных условиях, как показали измерения, наибольших значений достигают и боковые нагрузки, действующие на раму. Максимальная их величина с увеличением скорости движения возрастает и достигает 8 % полного веса автомобиля. Уровень напряженности элементов рамы и картеров мостов при движении груженых автомобилей-самосвалов в среднем на 20 % выше, чем при движении порожних.

При свале грузов напряженность элементов рамы и картеров мостов исследуемых автомобилей оказалась большей, чем при погрузках. При движении автомобиля напряжения в балке передней оси и в картерах ведущих мостов от изгиба их в вертикальной плоскости значительно больше, чем от изгиба в горизонтальной плоскости. Средние значения напряжений от изгиба в горизонтальной плоскости составляют 10—20 % значений напряжений от изгиба в вертикальной плоскости, а максимальные значения достигают 40—50 %.

При экстренном торможении автомобиля было установлено, что из-за продольного перераспределения его массы напряжения в балке передней оси от изгиба в вертикальной плоскости увеличиваются, а в картерах задних мостов — уменьшаются

вдвое по сравнению с напряжениями от статической осевой нагрузки. Наибольшие нагрузки мосты испытывают при движении груженого автомобиля по грунтовой дороге низкого качества и разбитым мощеным дорогам. Коэффициенты динамичности при этом достигают 2,5—2,7 [5].

На основе анализа результатов динамического тензометрирования можно заключить, что ресурс балки передней оси и картеров ведущих мостов определяется переменными нагрузками, изгибающими их в вертикальной плоскости.

При исследованиях нагруженности конструкций установлено, что автомобиль-самосвал на малой скорости может преодолевать неровности дороги высотой до 0,5 м. Так как такие неровности водители преодолевают с малой скоростью, то нагружение конструкций несущей системы и ходовой части самосвала при этом можно считать квазистатическим. Коэффициенты запасов прочности не разрушающихся в эксплуатации элементов несущей системы автомобилей-самосвалов при их статических перекосах на 0,5 м (диагонально расположенные колеса автомобиля наезжают на неровности высотой 0,25 м) составляли минимум 1,5, а при движении по треку со сменными неровностями высотой 0,23 м — 1,3. Эти величины перекоса автомобиля-самосвала и коэффициентов запаса прочности элементов его несущей системы могут быть приняты в качестве нормативных при предварительных расчетах.

Используя функцию распределения амплитуд напряжений при работе автомобиля-самосвала по типовому циклу (рис. 6) и характеристики сопротивления усталости стали 22Г2ТЮ ($\sigma_{-1} = 230$ МПа, $\upsilon_{\sigma-1} = 0{,}1$, $m = 4$), вероятностным методом рассчитали функцию распределения усталостной долговечности (ФРД) лонжерона рамы в сечении над осью среднего моста автомобиля-самосвала (рис. 7). На рис. 7 приведена эмпирическая ФРД этого сечения лонжерона, полученная по данным эксплуатации. Как видно из рис. 7, расчетная функция практически совпадает с эмпирической, что указывает на правильность определения типового рабочего цикла автомобилей-самосвалов, приведенного на рис. 1.

Оценка прочности по коэффициентам запаса или по допускаемым напряжениям не дает информации о надежности конструкции в явном виде; она может быть получена только после проведения статических, динамических и эксплуатационных испытаний, причем весьма актуальной становится задача сокращения сроков испытаний. Для этого служат методы эквивалентных стендовых ресурсных испытаний и методы, позволяющие на основе результатов ограниченных испытаний рассчитать долговечность кон-

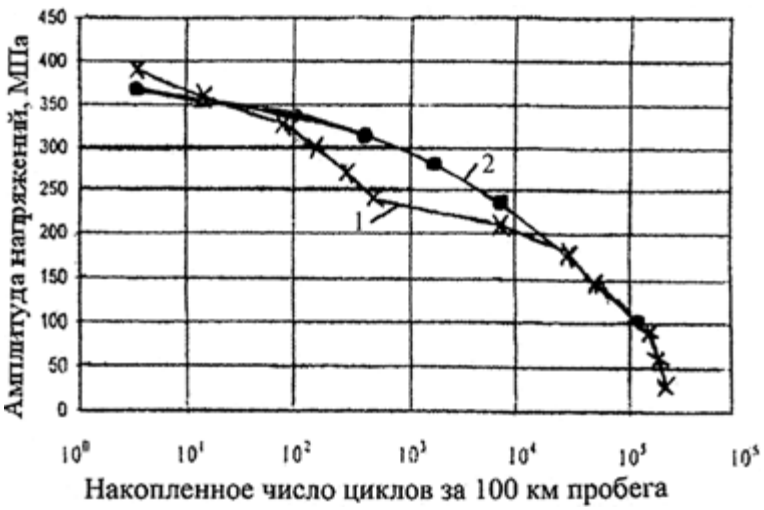


Рис. 6. Функции распределения амплитуд напряжений в нижней полке лонжерона рамы над осью среднего моста автомобиля-самосвала при его работе по типовому циклу (1) и при движении по комплексу дорог автополигона (2)

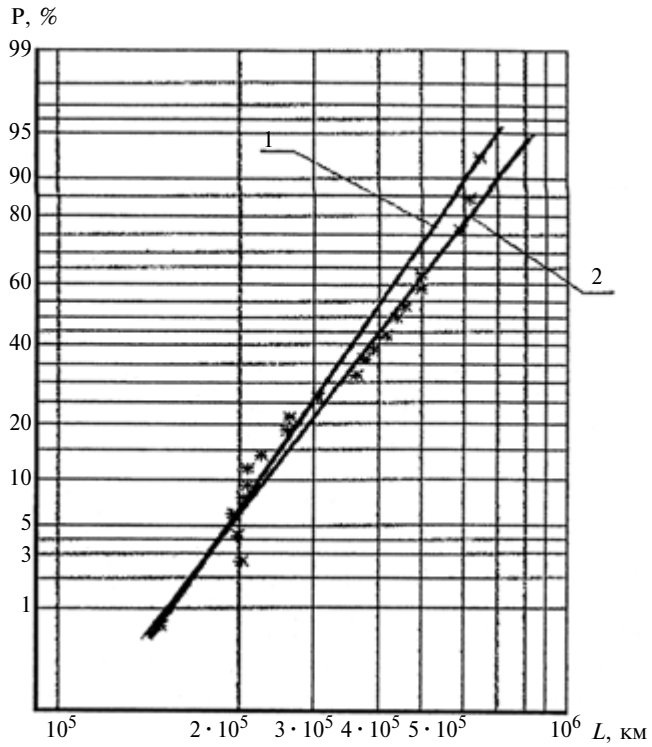


Рис. 7. Функции распределения усталостной долговечности лонжерона рамы над осью среднего моста автомобиля-самосвала:

1 — расчетная при эксплуатации по типовому рабочему циклу; 2 — эмпирическая в эксплуатационных условиях; *L* — длина пробега

струкции. Для разработки режимов стендовых ресурсных испытаний, а также для проведения расчетов на усталостную долговечность необходимо определить функции распределения амплитуд напряжений смешанных блоков нагружения конструкций. Эти функции для элементов несущих систем были определены на основе информации о нагруженности конструкции при работе автомобиля-самосвала по типовому циклу (см. рис. 1) и при испытаниях его на специальных дорогах и сооружениях автополигона, как воспроизводимых и стабильных во времени. Варьируя доли нагруженности в смешанном блоке нагружения конструкции при движении автомобиля-самосвала по различным дорогам полигона, добивались соответствия функций распределения амплитуд напряжений смешанного блока нагружения на дорогах полигона и при работе автомобиля-самосвала по типовому циклу. Совпадение этих функций (см. рис. 6) было получено при следующем процентном соотношении пробега машины по специальным дорогам НИЦИАМТ: 30 % — по ровной и 20 % — по профилированной

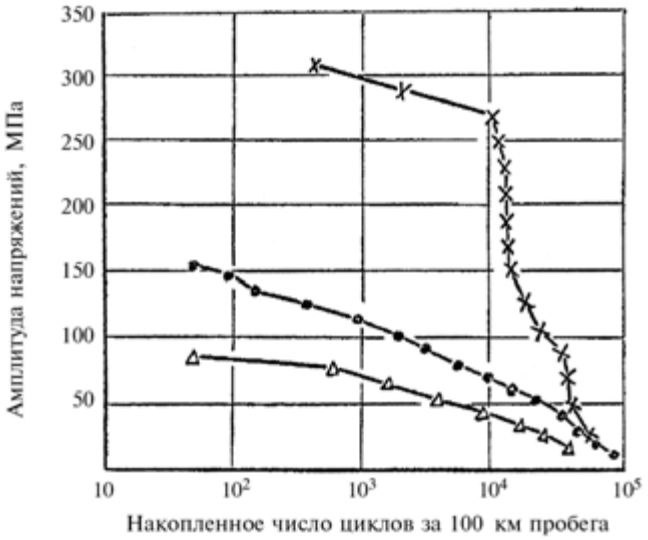


Рис. 8. Функции распределения амплитуд напряжений в лонжероне рамы над осью среднего моста автомобиля-самосвала КАМАЗ-55111 при движении:

×–× — по треку со сменными неровностями; ●–● — по "бельгийской мостовой"; Δ–Δ — по ровной полосе мощеной дороги

полосам мощеной дороги; 30 % — по грунтовой дороге, 15 % — по дороге с асфальтобетонным покрытием, 3 % — по "бельгийской мостовой" и 2 % — по треку со сменными неровностями высотой 0,23 м. На рис. 8 для примера приведены графики функций распределения амплитуд напряжений в лонжероне рамы над осью среднего моста автомобиля-самосвала КАМАЗ-55111 при движении автомобиля-самосвала по различным дорогам полигона.

Функции распределения амплитуд напряжений смешанных блоков нагружений картеров ведущих мостов и шаровых опор поворотных цапф переднего моста представлены на рис. 9. Эмпири-

Рис. 9. Функции распределения амплитуд напряжений смешанных блоков нагружения:

1 — шаровых опор переднего моста; 2 — картеров переднего и задних мостов

ческие распределения нагрузок, действующих в эксплуатационных и полигонных условиях на элементы несущей системы и ходовой части самосвалов, подчиняются так же, как и распределения их усталостной долговечности, теоретическому закону нормального распределения. По вносимым усталостным повреждениям мостов, составленные смешанные блоки нагружений, эквивалентны пробегу автомобиля-самосвала в условиях автополигона, равному 100 км, а в эксплуатационных условиях — 400 км. Воспроизводя ступенчато в стендовых условиях нагрузки, полученные в смешанном блоке, можно ускоренно получить сведения о долговечности шаровых опор и картеров мостов самосвалов [1].

Таким образом, можно отметить, что критериями предельного состояния несущей системы, лимитирующего работоспособность большегрузных строительных автомобилей-самосвалов, являются необратимые деформации из-за потери кузовом поперечной устойчивости при разгрузках самосвалов на неровных площадках и усталостные разрушения лонжеронов и поперечин рамы, балок передней оси — пластические деформации вследствие перегрузок, картеров ведущих мостов — усталостные трещины и разрушения их балок и цапф.

Ярко выраженное локальное распределение зон разрушения несущих систем и картеров ведущих мостов большегрузных строительных автомобилей-самосвалов показывает, что исследуемые конструкции не полностью соответствуют критерию равнопрочности. При достаточно полном учете характера нагружения несущих деталей и разработке научно-обоснованных конструктивно-технологических принципов достижения необходимых жесткости и прочности можно повысить долговечность и снизить их металлоемкость.

Предлагаемый типовой рабочий цикл автомобиля-самосвала позволяет с минимальными затратами сформировать статистические данные нагрузок для ступенчатых ускоренных стендовых испытаний элементов их несущей системы и узлов ходовой части.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Фасхиев, Х. А.** О прочностной доводке конструкций [Текст] / Х. А. Фасхиев, П. Д. Павленко // Автомобильная промышленность. — 1995. —№ 2.
2. **Фасхиев, Х. А.** Ускоренные ресурсные испытания несущих систем автомобилей с применением гидропульсационной техники [Текст] / Х. А. Фасхиев, П. Д. Павленко, А. Н. Шамин // Тез. докл. Всесоюзного совещания "Методы ускоренных стендовых испытаний агрегатов тракторов и сельхозмашин на надежность". — Челябинск: ЧФ НАТИ, 1991.
3. **Павленко, П. Д.** Влияние конструктивно-технологических факторов на жесткость и долговечность картеров ведущих мостов [Текст] / П. Д. Павленко, Х. А. Фасхиев, А. И. Семин // Сб. научных трудов НАМИ. — 1993. — С. 86—94.
4. **Барун, В. Н.** Расчет ресурса автомобильных рам по локальным деформациям [Текст] / В. Н. Барун, П. Д. Павленко, Ю. А. Шабрат // Автомобильная промышленность. — 1984. — № 8.
5. **Павленко, П. Д.** Разработка норм прочности по результатам стендовых испытаний [Текст] / П. Д. Павленко, Х. А. Фасхиев // Автомобильная промышленность. — 1993. — № 2.

УДК 624.042

В. П. Капустин,
ФГУ "21 НИИИ МО РФ",
г. Бронницы,
8-905-941-96-44

Теоретические исследования нагруженности элементов с использованием математической модели колебательной системы эвакопоезда

(*Рисунки см. на 2-й и 3-й полосах обложки)*

Изложены результаты теоретических исследований вибрационной нагруженности элементов конструкции транспортного оборудования (ТрО), выполненного на математической модели колебательной системы средства эвакуации, при изменении его параметров в условиях движения по гармоническому профилю. Достоверность расчетов математического моделирования оценена результатами экспериментальных исследований эвакуационной машин при движении на различных видах дорог, в том числе на прямых волнах синусоидального профиля.

Ключевые слова: *математическая модель, эвакуационная машина (средство эвакуации), транспортное оборудование, нагруженность, нагрузка, момент инерции, виброускорение.*

При разработке средств эвакуации (СЭ), предназначенных для транспортировки неисправных машин с широким диапазоном их фактических размерных и весовых характеристик, а также для обоснования типажа СЭ важно установить закономерность изменения динамической нагруженности ТрО СЭ в различных условиях его использования. Наилучшим образом предварительная оценка влияния конструктивных решений ТрО на его нагруженность при изменении внешних воздействий возможна при использовании математической модели колебаний СЭ.

Принципиально схема эвакопоезда (ЭП) была составлена на основе ранее проведенных исследований седельного тягача с полуприцепом [1, 2], отличительной особенностью которой явилось применение вместо седельного устройства автопоезда транспортного оборудования (рис. 1), отличающегося большими жесткостными характеристиками.

В соответствии с принятой конструктивной схемой ЭП на рис. 2 представлена двухмассовая плоская модель его колебательной системы.

В модели заложены прямолинейное движение и угловые колебания ЭП в вертикальной плоскости, параметрами которых являются:

$\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$ — угловая скорость центра масс (ЦМ) соответственно эвакомашины (ЭМ) и эвакофонда (ЭФ), рад/с;

q_i — возмущающие силы со стороны опорной поверхности дороги на i-е колесо, Н.

При разработке математической модели движения ЭП приняты следующие допущения и ограничения:

— жесткость всех колес одинаковая;

— наезд на препятствия колес одного моста происходит одновременно;

— движение ЭП исследуется на прямых волнах синусоидального профиля с длиной волн L, равной 2, 3 и 4 м;

— характеристики упругих элементов линейные. Зависимость боковой реакции опорной поверхности от угла увода также линейная;

— коэффициенты демпфирования и предельные величины трения без смазочного материала приняты постоянными. Не учитываются ограничения ходов ТрО и проскальзывание отпечатка шин в пятне контакта;

— центр масс автопоезда имеет постоянную скорость;

— автопоезд движется прямолинейно и симметричен относительно поперечной плоскости;

— амплитуда колебаний автопоезда считается небольшой;

— влияние тангенциальных и поперечных реакций на колебания автопоезда не учитывается;

— рамы тягача и буксируемого автомобиля рассматриваются как недеформируемые;

— угол подъема закрепленного неисправного автомобиля на ТрО не учитывается;

— в виду малых величин углов поворота управляемых колес эвакотягача, углов складывания и кренов подрессоренных масс их синусы и тангенсы приравнены к значениям углов в радианах, а косинусы углов — к единице.

При анализе колебаний выделены следующие основные элементы конструкции, определяющие качество подрессоривания автомобиля [3]:

— подрессоренная масса M_1, M_2 (рис. 2) ЭМ и ЭФ, включающая все агрегаты, узлы и детали, вес которых не воспринимается рессорами;

— неподрессоренная часть m_1, m_2 ЭМ и ЭФ, включающая все агрегаты, узлы и детати, вес которых не воспринимается рессорами;

— подвеска, представляющая собой устройство, обеспечивающее передачу сил от колес к подрессоренной части ЭМ и ЭФ;

— шины, обеспечивающие надежный контакт колес с поверхностью дороги и смягчающие динамические воздействия со стороны неровностей дороги на неподрессоренные части.

Для решения математической модели составлены дифференциальные уравнения колебаний в виде системы:

а) для подрессоренной массы

$$
\begin{cases}
M_1\ddot{z}_1 = C_{p1}[\xi_1 - (z_1 - l_1\varphi_1)] + \\
+ C_{p1}[\xi_2 - (z_1 - l_2\varphi_1)] + \\
+ C_{p2}[\xi_3 - (z_1 + l_3\varphi_1)] + \\
+ C_{p2}[\xi_4 - (z_1 + l_4\varphi_1)] + \\
+ C_c[(\xi_2 - l_6\varphi_2) - (z_1 + l_5\varphi_1)] + \\
+ k[\dot{\xi}_1 - (\dot{z}_1 - l_1\dot{\varphi}_1] + \\
+ k[\dot{\xi}_2 - (\dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi}_1)] + \\
+ k[\dot{\xi}_3 - (\dot{z}_1 + l_3\dot{\varphi}_1)] + \\
+ k[\dot{\xi}_4 - (\dot{z}_1 + l_4\dot{\varphi}_1)], \\
M_2\ddot{z}_2 = C_{p2}[\xi_5 - (z_2 + l_7\varphi_2)] + \\
+ C_{p2}[\xi_6 - (z_2 + l_8\varphi_2)] + \\
+ C_c[(z_1 + l_5\varphi_1) - (z_2 - l_6\varphi_2)] + \\
+ k[\dot{\xi}_5 - (\dot{z}_2 + l_7\dot{\varphi}_2)] + \\
+ k[\dot{\xi}_6 - (\dot{z}_2 + l_8\dot{\varphi}_2)],
\end{cases}
$$

где $\ddot{z}_1$, $\ddot{z}_2$ — вертикальные ускорения подрессоренных масс ЭМ и ЭФ соответственно, м/с^2; z_1, z_2 и φ_1, φ_2 — вертикальные и угловые перемещения подрессоренных масс соответственно ЭМ и ЭФ, м и рад; $\dot{z}_1$, $\dot{z}_2$ и $\dot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_2$ — вертикальная и угловая скорости центров масс (ЦМ) соответственно ЭМ и ЭФ, м/с и рад/с; C_{p1}, C_{p2} — жесткость передней (задней) подвески ЭМ (ЭФ), Н/м; C_c — жесткость сцепки (ТрО), Н/м; ξ_1—ξ_6 — вертикальные перемещения неподрессоренной массы (1—6-го мостов), м; $\dot{\xi}_1$—$\dot{\xi}_6$ — скорость вертикального перемещения неподрессоренных масс (1—6-го мостов), м/с; l_1—l_4 — расстояние от

ЦМ ЭМ соответственно до 1—4-го мостов по ТУ, м; l_5 — расстояние от ЦМ ЭМ до сцепного устройства ТрО, м; l_6 — расстояние от сцепного устройства ТрО ЭМ до ЦМ ЭФ, м; l_7, l_8 — расстояние от ЦМ ЭФ до его 3—4-го мостов по ТУ, м; k — коэффициент неупругого сопротивления, Н · с/м; $k = = 0{,}25\sqrt{\frac{M}{4}C_{\text{р}}}$.

Дифференциальные уравнения угловых колебаний ЭМ и ЭФ имеют следующий вид:

$$\begin{cases} J_1\ddot{\varphi}_1 = -l_1C_{\text{р1}}[\xi_1 - (z_1 - l_1\varphi_1)] - \\ - l_2C_{\text{р1}}[\xi_2 - (z_1 - l_2\varphi_1)] + \\ + l_3C_{\text{р2}}[\xi_3 - (z_1 + l_3\varphi_1)] + \\ + l_4C_{\text{р2}}[\xi_4 - (z_1 + l_4\varphi_1)] + \\ + l_5C_{\text{с}}[(z_2 - l_6\varphi_2) - (z_1 + l_5\varphi_1)] - \\ - l_1k[\dot{\xi}_1 - (\dot{z}_1 - l_1\dot{\varphi}_1)] + \\ + l_2k[\dot{\xi}_2 - (\dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi}_1)] + \\ + l_3k[\dot{\xi}_3 - (\dot{z}_1 + l_3\dot{\varphi}_1)] + \\ + l_4k[\dot{\xi}_4 - (\dot{z}_1 + l_4\dot{\varphi}_1)]. \\ \\ J_2\ddot{\varphi}_2 = l_7C_{\text{р2}}[\xi_5 - (z_2 + l_7\varphi_2)] + \\ + l_8C_{\text{р2}}[\xi_6 - (z_2 + l_8\varphi_2)] - \\ - l_6C_{\text{с}}[(z_1 + l_5\varphi_1) - (z_2 - l_6\varphi_2)] + \\ + l_7k[\dot{\xi}_5 - (\dot{z}_2 + l_7\dot{\varphi}_2)] + \\ + l_8\text{k}[\dot{\xi}_6 - (\dot{z}_2 + l_8\dot{\varphi}_2)], \end{cases}$$

где $\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ — продольно-угловые ускорения соответственно ЭМ и ЭФ, рад/с^2; J_1, J_2 — моменты инерции масс относительно поперечной плоскости ЭМ и ЭФ, кг · м^2;

$$J_1 = M_1\rho_1^2,\ J_2 = M_1\rho_2^2,$$

ρ_1, ρ_2 — радиусы инерции ЭМ и ЭФ, м; $\rho_1 = \frac{\left(l_1 + l_2\right)}{2}$,

$\rho_2 = \frac{\left(l_7 + l_8\right)}{2}$.

б) система уравнений для неподрессоренных масс

$$\begin{cases} m\ddot{\xi}_1 = -C_{\text{р1}}[\xi_1 - (z_1 - l_1\varphi_1)] - \\ - k[\dot{\xi}_1 - (\dot{z}_1 - l_1\dot{\varphi}_1)] + C_{\text{ш}}(q_1 - \xi_1), \\ m\ddot{\xi}_2 = -C_{\text{р1}}[\xi_2 - (z_1 - l_2\varphi_1)] - \\ - k[\dot{\xi}_2 - (\dot{z}_1 - l_2\dot{\varphi}_1)] + C_{\text{ш}}(q_2 - \xi_2), \\ m\ddot{\xi}_3 = -C_{\text{р2}}[\xi_3 - (z_1 + l_3\varphi_1)] - \\ - k[\dot{\xi}_3 - (\dot{z}_1 + l_3\dot{\varphi}_1)] + C_{\text{ш}}(q_3 - \xi_3), \\ m\ddot{\xi}_4 = -C_{\text{р2}}[\xi_4 - (z_1 + l_4\varphi_1)] - \\ - k[\dot{\xi}_4 - (\dot{z}_1 - l_4\dot{\varphi}_1)] + C_{\text{ш}}(q_4 - \xi_4), \\ m\ddot{\xi}_5 = -C_{\text{р2}}[\xi_5 - (z_2 + l_7\varphi_2)] - \\ - k[\dot{\xi}_5 - (\dot{z}_2 + l_7\dot{\varphi}_2)] + C_{\text{ш}}(q_5 - \xi_5), \\ m\ddot{\xi}_6 = -C_{\text{р2}}[\xi_6 - (z_2 + l_8\varphi_2)] - \\ - k[\dot{\xi}_6 - (\dot{z}_6 + l_8\dot{\varphi}_2)] + C_{\text{ш}}(q_6 - \xi_6), \end{cases}$$

где $\ddot{\xi}_1$, $\ddot{\xi}_2$—$\ddot{\xi}_6$ — вертикальные ускорения неподрессоренной массы (1—6-го мостов), м/с^2; q_1—q_6 — реакция профиля дороги применительно к каждому мосту,

$$q_i = a\sin[\omega(t - \tau_i)],$$

a — амплитуда неровности профиля дорог, м; t — время наезда на неровности дорог 1-ым мостом, с; ω — частота воздействия неровностей профиля дорог на колеса автомобиля, Гц, $\omega = \frac{\upsilon}{L}2\pi$; τ — промежуток времени между контактом 1-го и всех последующих колес с опорной поверхностью (время запаздывания), $\tau_2 = \frac{l_1 - l_2}{\upsilon}$; $\tau_3 = \frac{l_1 + l_3}{\upsilon}$; $\tau_4 = \frac{l_1 + l_4}{\upsilon}$; $\tau_5 = \frac{l_1 + l_5 + l_6 + l_7}{\upsilon}$; $\tau_6 = \frac{l_1 + l_5 + l_6 + l_8}{\upsilon}$.

В качестве исходных данных для расчета модели вертикальных колебаний были использованы значения параметров ЭМ на базе автомобиля УРАЛ-532362 и ЭФ на базе автомобиля КАМАЗ-6350.

Результаты расчета на модели с использованием программы MathCAD [4, 5] вертикальных ускорений, возникающих на щеке 1 ТрО (см. рис. 1) при движении ЭП по неровностям синусоидального профиля с длиной волны L, равной 2, 3 и 4 м, в зависимости от скорости движения в качестве примера показаны на рис. 3 при номинальных значениях параметров исследуемых объектов.

На рис. 3 показаны и результаты экспериментальных исследований ЭП на прямых волнах синусоидального профиля при фиксированных скоростях движения (точки A, B и C). Полученные различия значений виброускорений до 50 % следует рассматривать как допустимые в подобных схемах и обусловленные прежде всего принятыми в модели допущениями и ограничениями.

Помимо указанных результатов, выполнены расчеты ускорений при дискретном изменении нагрузок на ТрО (с различными геометрическими и массовыми характеристиками ЭФ) и при разных скоростях движения на дорогах со случайным профилем.

Важным итогом расчета модели было получение не только близких к экспериментальным значениям ускорений, но главным образом установление резонансных частот (0,9—1,5 Гц), в зоне которых формируются наибольшие нагрузки на элементы конструкции ТрО. Так, значения максимальных резонансных ускорений на различных дорогах синусоидального профиля составляют для $L = 2$ м — 13 м/с^2; для $L = 3$ м — 10 м/с^2 и для $L = 4$ м — 3,8 м/с^2.

Результаты расчетов по разработанной математической модели подтвердили, что она является эффективным средством предварительного прогнозирования вибронагруженности ТрО в различных условиях испытания, а программа MathCAD — приемлемой для наиболее точных ее расчетов.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Павлов, В. А.** Транспортные прицепы и полуприцепы [Текст] / В. А. Павлов, С. А. Муханов. — М.: Воениздат, 1981. — 191 с.
2. **Яценко, Н. Н.** Плавность хода грузовых автомобилей [Текст] / Н. Н. Яценко, О. К. Прутчиков. — М.: Машиностроение, 1968. — 220 с.
3. **Хачатуров, А. А.** Расчет эксплуатационных параметров движения автомобиля и автопоезда [Текст] / А. А. Хачатуров, В. Л. Афанасьев, В. С. Васильев. — М.: Транспорт, 1982. — 264 с.
4. **Гмурман, В. Е.** Руководство к решению задач по теории вероятностей и математической статистике: учеб. пособие. 11-е изд. [Текст] / В. Е. Гмурман. — М.: Высшее образование, 2008. — 404 с.
5. **Плис, А. И.** MathCAD: математический практикум: учеб. пособие [Текст] / А. И. Плис, Н. А. Сливина. — М.: Финансы и статистика, 1999. — 656 с.

УДК 629.113

А. Н. Чичко,
А. М. Соболев,
д-ра техн. наук,
А. М. Захарик,
Ю. В. Яцкевич,
канд-ты техн. наук;
ОАО "МАЗ"
(г. Минск)
E-mail:
vehicle@tut.by

Программные средства разработки литейных технологий

Разработаны нейросетевой алгоритм и программное обеспечение для выбора прототипов литниковых систем на основе базы данных аналогов.

Ключевые слова: *алгоритм, каталог, интерфейс, нейросеть, макропараметры, методика, область, программа, система, файл.*

В основе программного обеспечения "ПроТоЛит" положено несколько нейросетевых алгоритмов [1]. Развиваемая в дальнейшем методика проектирования литниковых систем основана на выборе наиболее подходящего варианта литниковой системы из возможно большего числа типовых решений. Поэтому разработанная компьютерная система содержит программные средства, позволяющие создавать, хранить, редактировать и просматривать множество типовых решений в виде специализированной базы данных.

Структура базы данных изображена на рис. 1.

Технически база представляет собой один большой файл данных "comparator.dat", находящийся в том же каталоге, что и основная программа, и подкаталог "DataBase" со множеством "*.stl"-файлов. Файл данных содержит в себе множество записей 1, ..., *N*, каждая из которых представляет собой набор данных о некоторой типовой отливке (масса, габаритные размеры, простран-

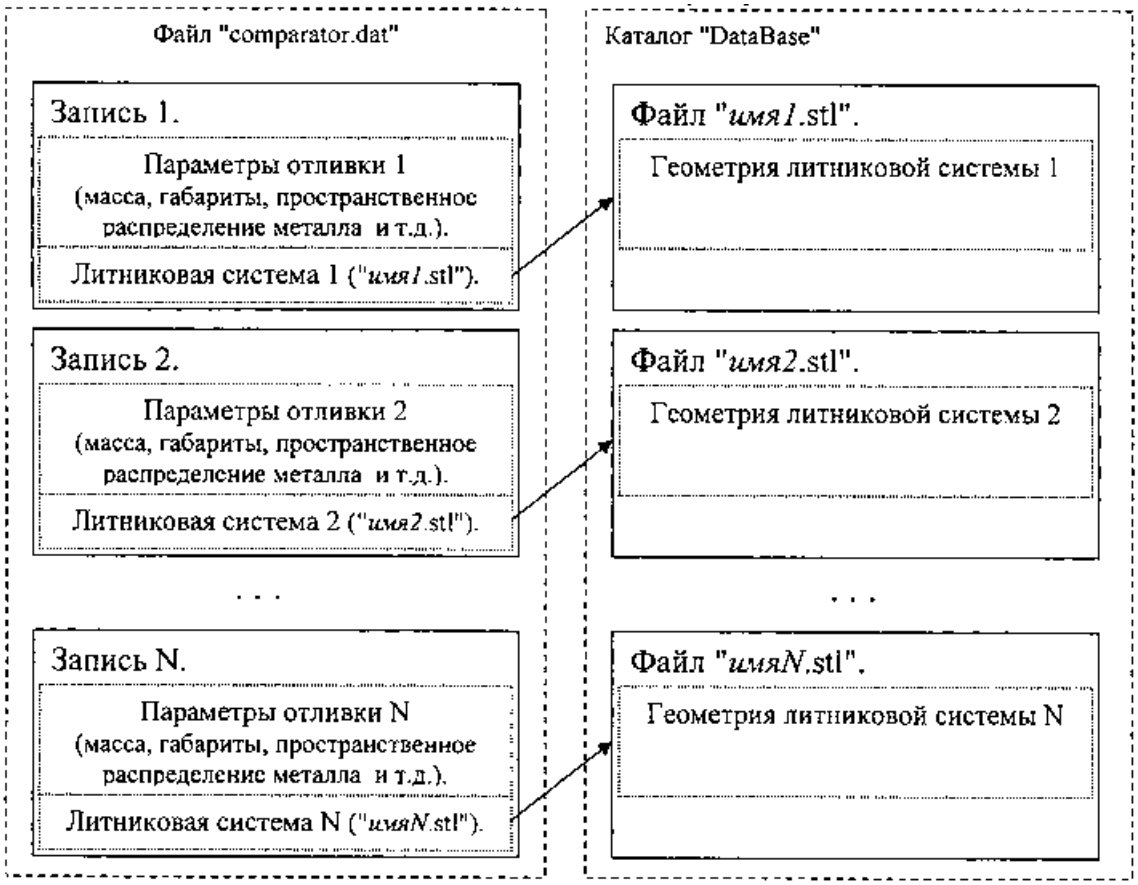


Рис. 1. Структура базы данных для хранения типовых решений "отливка (прототип) — литниковая система"

ственное распределение металла в виде массива 10 × 10 × 10 элементов и др.) и ссылку на соответствующую этой отливке литниковую систему. В качестве ссылки использовано имя "*.stl"-файла в подкаталоге "DataBase". Файлы подкаталога представляют собой набор вариантов типовых литниковых систем. Каждый файл содержит список координат треугольников, аппроксимирующих геометрическую поверхность литниковой системы, в стандартном формате. Он используется системой для отображения литниковой системы на экране и может быть просмотрен стандартными программными средствами.

Таким образом, пара [запись файла "comparator.dat" — файл в подкаталоге "DataBase"] представляет собой типовое решение "отливка — литниковая система". При подборе варианта литниковой системы для произвольной входной отливки разработанная программа осуществляет поиск по записям файла "comparator.dat" и выводит на экран в качестве результата несколько изображений литниковых систем из подкаталога "DataBase".

Общее описание интерфейса. Внешний вид экрана монитора при работе компьютерной системы в основном режиме представлен на рис. 2. Как видно из рис. 2, в верхней части экрана отображаются меню команд и панель инструментов стандартного вида, а под ними расположено графическое поле программы. Графическое поле программы разделено на три логические области. Левая верхняя область представляет собой окно для трехмерного отображения внешнего вида изготовляемого изделия. Это окно интерактивное, т. е. можно с помощью "мыши" вращать изделие и рассматривать его со всех сторон. Также можно "приближать" и "отдалять" изделие. Правая верхняя область представляет собой окно для трехмерного отображения внешнего вида варианта получаемой отливки – изделия вместе с проектируемой литниковой системой. Это окно также интерактивное и позволяет подробно рассматривать отливку. Нижняя горизонтальная область представляет собой ряд из пяти окон малого размера, в которых в трехмерном виде, но уменьшенном масштабе, отображаются предлагаемые системой (наиболее близкие) варианты отливок.

При выборе "мышью" (указать курсором и нажать правую клавишу "мыши")

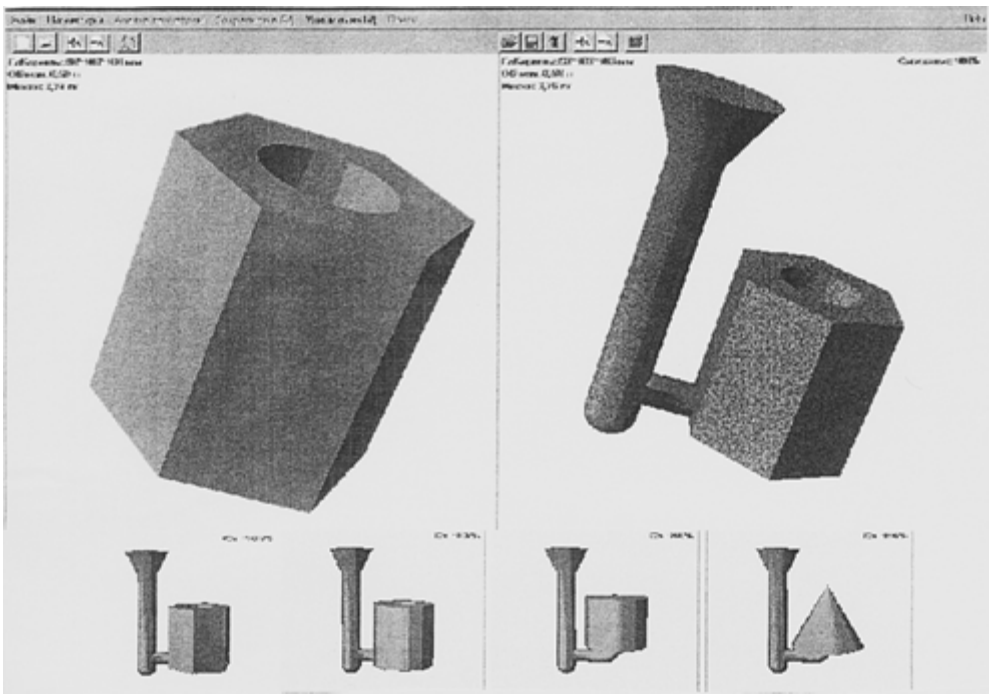


Рис. 2. Вид экрана монитора при работе программы в основном режиме

одной из отливок в области вариантов эта отливка отображается в увеличенном масштабе и сопровождается соответствующей текстовой информацией в окне отливки (правом верхнем).

Текстовая информация, которая выводится в окне изделия (левом верхнем), представляет собой основные макропараметры изделия — его габаритные размеры, массу и объем. Эти параметры вычисляются программой. В окне отливки, отображающем изделие-прототип вместе с литниковой системой, также выводятся макропараметры только изделия-прототипа (габаритные размеры, масса и объем) без литниковой системы. Эти данные считываются программой из базы данных. Кроме макропараметров, в окне отливки также отображается значение критерия сходства целевого изделия и изделия-прототипа, выраженное в процентах. Значение критерия сходства также отображается в области вариантов для каждого варианта изделия-прототипа. Критерий позволяет не только выбрать наилучшие решения из имеющегося множества, но и оценить качество этого решения. Например, возможна ситуация, когда система предлагает несколько вариантов с большими значениями критерия и приблизительно равными между собой. Это означает, что любой из данных вариантов может быть использован в качестве прототипа для проектирования. Если же система предлагает несколько вариантов с малыми значениями критерия и приблизительно равными между собой, то это означает, что ни один из данных вариантов не желательно использовать в качестве прототипа, т. е. в базе данных отсутствует более или менее приемлемый прототип для целевого изделия.

Команды меню и кнопки панели инструментов. ***Команда*** **"Файл/Очистить"**. Приводит к очистке содержимого всех окон и переводу программы в исходное состояние, которое она имела сразу после запуска.

Команда **"Файл/Изделие".** При выборе этой команды открывается стандартная системная панель открытия файла (рис. 3), что позволяет пользователю найти, выбрать и загрузить нужный "*.stl"-файл, содержащий геометрическое описание трехмерной поверхности изделия в стандартном формате. При успешном выполнении этой команды в окне просмотра изделия появляется трехмерное изображение целевого изделия.

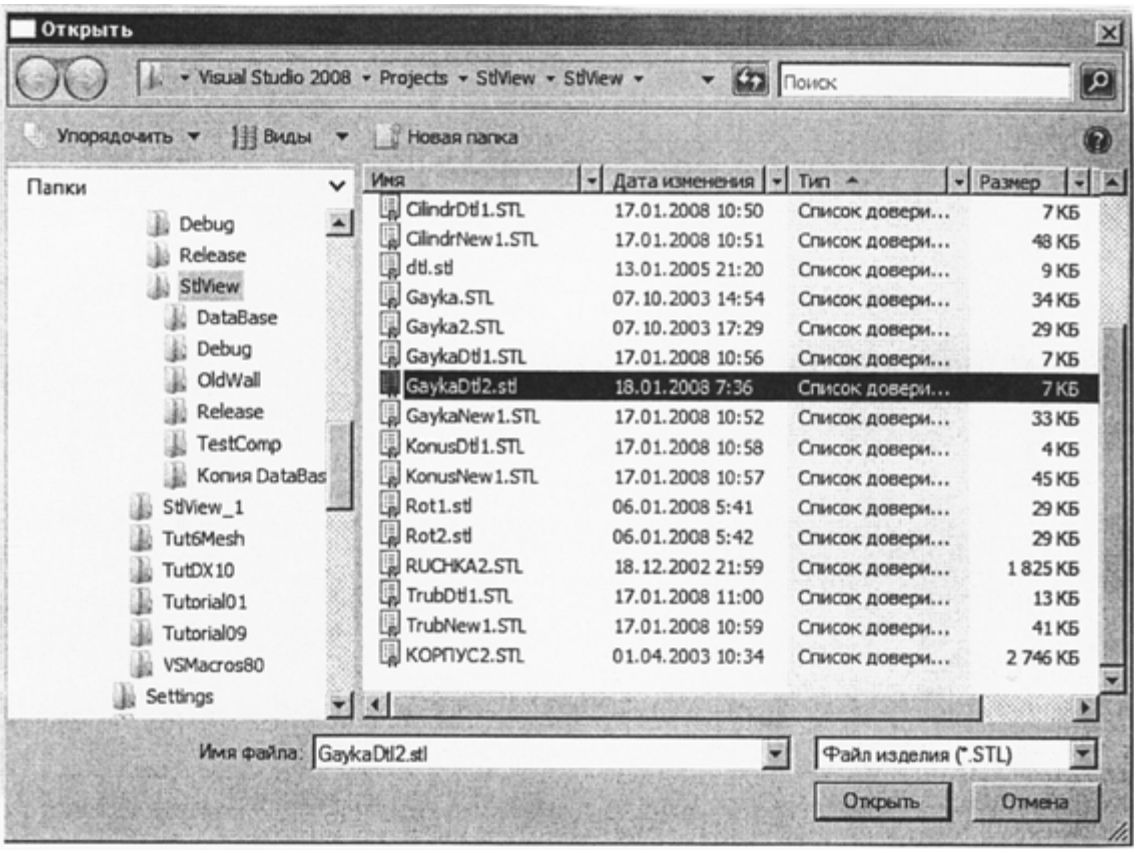


Рис. 3. Команда "Файл/Выход" завершает работу программы

***Команда* "Файл/Отливка".** При выборе этой команды также открывается стандартная системная панель открытия файла (см. рис. 3), что позволяет пользователю найти, выбрать и загрузить нужный "*.stl"-файл, содержащий геометрическое описание трехмерной поверхности отливки (изделие-прототип вместе с литниковой системой). При успешном выполнении команды в окне просмотра отливки появляется трехмерное изображение загруженной отливки.

***Команда* "Анализ геометрии изделия".** При выборе этой команды запускается процедура анализа геометрии изделия и расчета макропараметров (габаритные размеры, масса и объем). При этом также открывается панель, изображенная на рис. 4, которая позволяет пользователю наблюдать ход выполнения этого процесса и прерывать его в случае неприемлемой длительности (например при очень большом размере анализируемого "*.stl"-файла). При успешном выполнении команды в окне просмотра изделия отображаются в цифровом виде значения вычисленных параметров.

***Команда* "Поиск".** При выборе этой команды запускается процедура поиска в базе данных вариантов возможных отливок для ранее загруженного целевого изделия, изображенного в левом верхнем окне. Процедура поиска использует результаты команды "Анализ геометрии изделия". Если эта команда ранее не выполнялась, то она осуществляется автоматически до запуска процедуры поиска.

При успешном выполнении этой команды в области отображения вариантов, появятся изображения найденных вариантов отливок, а в окне просмотра отливки — трехмерное изображение отливки с наибольшим значением критерия сходства. Если в базе данных отсутствуют приемлемые варианты (критерий равен нулю), то в стандартной диалоговой панели выводится соответствующее сообщение.

***Команда* "Сохранить в базе данных".** Эта команда становится доступна после загрузки файла отливки командой "Файл/Отливка". При выборе этой команды база данных пополняется еще одним изделием-прототипом (изображено в левом окне) и соответствующей ему отливкой (изображена в правом окне). При этом на экране появляется панель задания параметров сравнения (рис. 5), в которой пользователь может подкорректировать задаваемые по умолчанию границы инвариантности сохраняемой литниковой системы по объему и габаритным размерам получаемых с ее помощью изделий. Процедура команды "Сохранить в базе данных" сохраняет в базе данных также результаты команды "Анализ геометрии изделия". Если эта команда ранее не выполнялась, то она выполняется автоматически до запуска процедуры сохранения. При успешном выполнении этой команды в стандартной диалоговой панели выводится соответствующее сообщение.

***Команда* "Параметры".** При выборе этой команды на экране возникает панель задания параметров сравнения (см. рис. 5), в которой пользователь может подкорректировать сохраненные ранее границы инвариантности по объему и

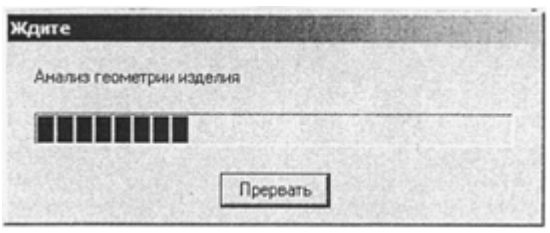


Рис. 4. Внешний вид панели контроля анализа геометрии изделия

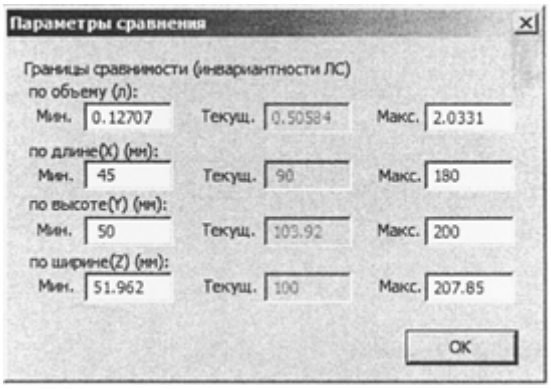


Рис. 5. Внешний вид панели параметров сравнения изделий

габаритным размерам рассматриваемой в данный момент литниковой системы (отображается в правом верхнем окне). При успешном выполнении этой команды новые значения параметров сохраняются в базе данных.

***Команда* "Удалить из базы данных".** Эта команда позволяет пользователю удалить из базы данных рассматриваемый в текущий момент вариант отливки (изображена в правом окне). При этом на экране возникает панель предупреждения (рис. 6), с помощью которой пользователь может отказаться от данной операции. При успешном выполнении этой команды изображение данного варианта отливки исчезает из области вариантов и из окна просмотра отливки.

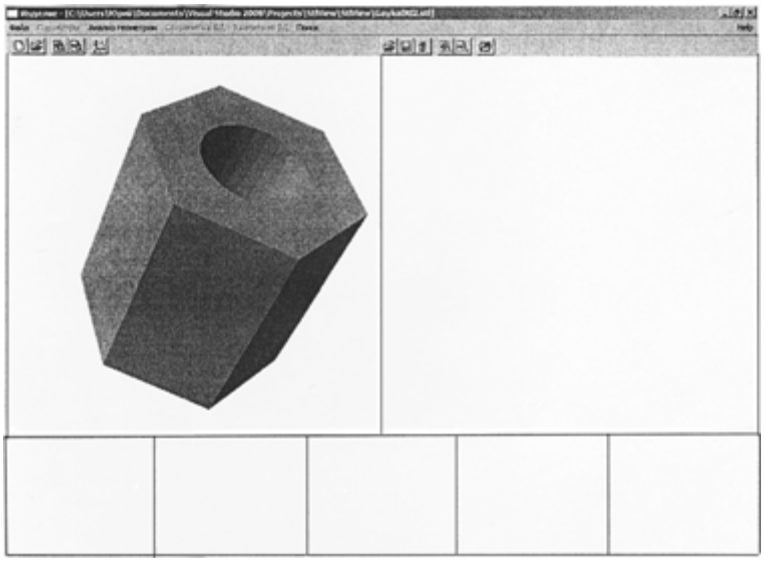


Рис. 7. Вид экрана после загрузки файла изделия

Кнопки "Приблизить объект" и *"Отдалить объект"* на панели инструментов позволяют пользователю увеличивать и соответственно уменьшать размеры изображения. Пара кнопок, расположенная слева над окном просмотра изделия, изменяет размер изображения изделия, а пара кнопок, расположенная справа над окном просмотра отливки, — размер изображения отливки.

Алгоритм работы с программой в режиме поиска прототипа литниковой системы

1. Запустить программу "ProtoLit". Программа отобразится на экране с пустыми окнами.

2. С помощью команды меню "Файл/Изделие" или соответствующей кнопки *"Загрузить изделие"* панели инструментов загрузить нужный "*.stl"-файл целевого изделия. После успешной загрузки в левом верхнем окне появится трехмерное изображение изделия (рис. 7). Если необходимо, выбрать с помощью "мыши" и кнопками *"Приблизить объект"*, *"Отдалить объект"* удобный ракурс и размер изображения.

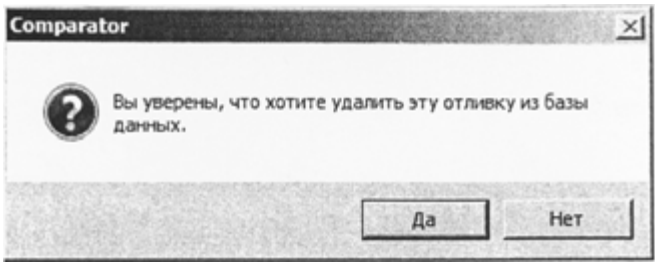


Рис. 6. Внешний вид панели предупреждения при удалении текущего варианта отливки из базы данных

3. Запустить команду меню "Поиск" или нажать соответствующую кнопку *"Поиск аналогов в базе данных"* панели инструментов. При этом появится панель контроля анализа геометрии изделия (рис. 8). После успешного выполнения анализа геометрии и поиска аналогов в базе данных в области вариантов (снизу) отобразятся пять или меньше наиболее близких вариантов отливок. В правом верхнем окне появится увеличенное изображение самого близкого варианта с наибольшим значением критерия сходства.

4. С помощью "мыши" и кнопками *"Приблизить объект"*, *"Удалить объект"* выбрать удобные ракурс и размер изображения в правом окне просмотра отливки. Рассмотреть конструкцию литниковой системы и расположение по отношению к ней изделия-прототипа.

5. Ознакомиться с альтернативными вариантами отливок. Для этого поочередно "щелкать" "мышью" по изображениям этих вариантов снизу. При этом увеличенное изображение выбранной отливки будет появляться в правом верхнем окне просмотра, сменяя предыдущее изображение.

6. Выбрать наилучший вариант (по субъективным соображениям) и завершить работу программы.

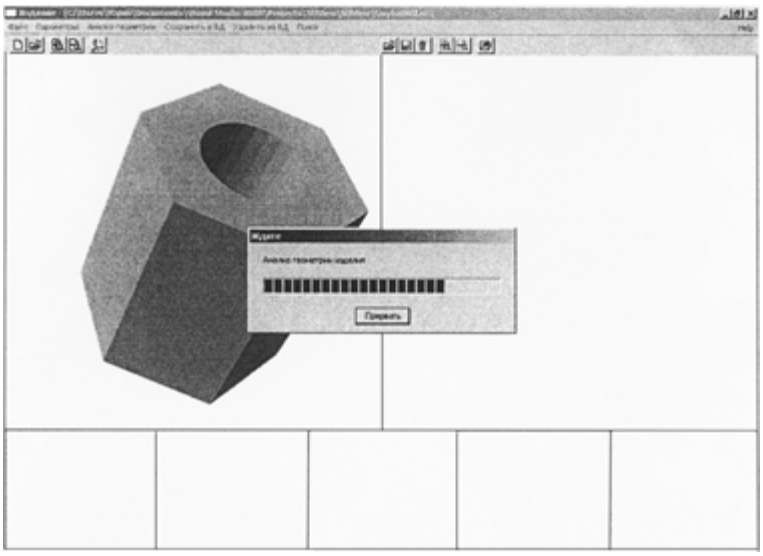


Рис. 8. Вид экрана при поиске решений

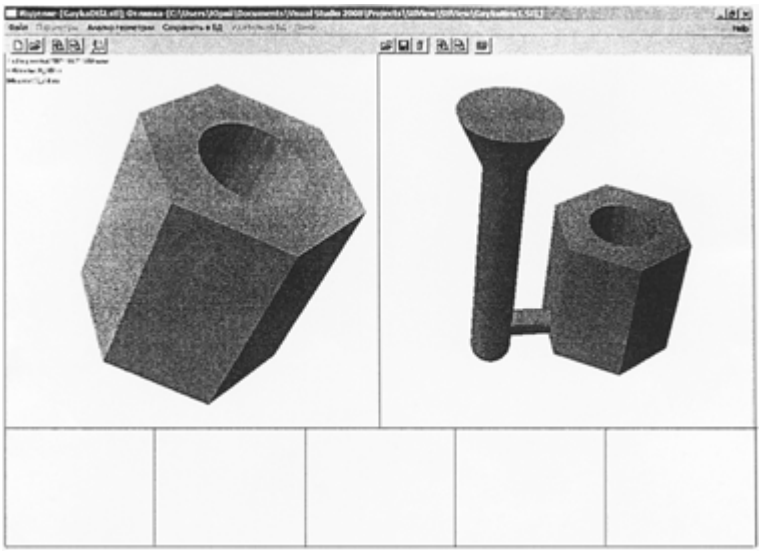


Рис. 9. Вид экрана после загрузки файла отливки

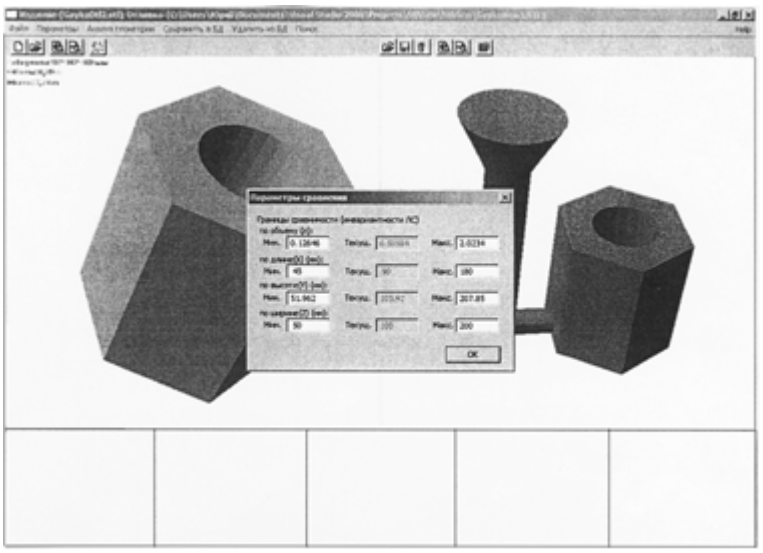


Рис. 10. Вид экрана при сохранении решения в базе

Порядок работы с программой в режиме наполнения базы данных

1. Запустить программу "ProtoLit". Программа отобразится на экране с пустыми окнами.

2. С помощью команды меню *"Файл/Изделие"* или левой кнопки "*Загрузить изделие"* панели инструментов загрузить нужный "*.stl"-файл целевого изделия. После успешной загрузки в левом верхнем окне появится трехмерное изображение изделия (см. рис. 8). Если необходимо, выбрать с помощью "мыши" и кнопками *"Приблизить объект"*, *"Отдалить объект"* удобные ракурс и размер изображения.

3. С помощью команды меню *"Файл/Отливка"* или правой кнопки "Загрузить изделие" панели инструментов загрузить "*.stl"-файл отливки, соответствующей загруженному ранее изделию. После успешной загрузки в правом верхнем окне появится трехмерное изображение отливки (рис. 9). Если необходимо, выбрать с помощью "мыши" и кнопками "Приблизить объект", "Отдалить объект" удобные ракурс и размер изображения.

4. Запустить команду меню *"Сохранить в базе данных"* или нажать на кнопку *"Сохранить в базе данных"* панели инструментов. При этом появится панель контроля анализа геометрии изделия. После успешного выполнения анализа геометрии на

экране появляется панель задания параметров сравнения (рис. 10). В ней пользователь может подкорректировать задаваемые по умолчанию границы инвариантности сохраняемой литниковой системы по объему и габаритным размерам получаемых с ее помощью изделий. После сохранения информации в базе данных на экране в стандартной диалоговой панели появится соответствующее сообщение.

5. Если требуется сохранить в базе данных несколько типовых решений, то с помощью команды меню *"Файл/Очистить"* или соответствующей кнопки *"Очистить все"* панели инструментов программа переводится в исходное состояние, как после запуска, и шаги 2—4 повторяются, иначе работа программы завершается.

Коррекция базы данных

Удаление из базы данных варианта решения (изделие — отливка) или изменение его параметров возможно при отображении соответствующей этому варианту отливки в правом верхнем окне просмотра, т. е. после выполнения команды *"Поиск"* в основном режиме работы программы.

Для удаления текущего варианта из базы данных нужно выбрать команду меню *"Удалить из базы данных"* или кнопку *"Удалить из базы данных"* на панели инструментов.

Для коррекции границ инвариантности текущей литниковой системы по объему и габаритным размерам получаемых с ее помощью изделий нужно выбрать команду меню "Параметры".

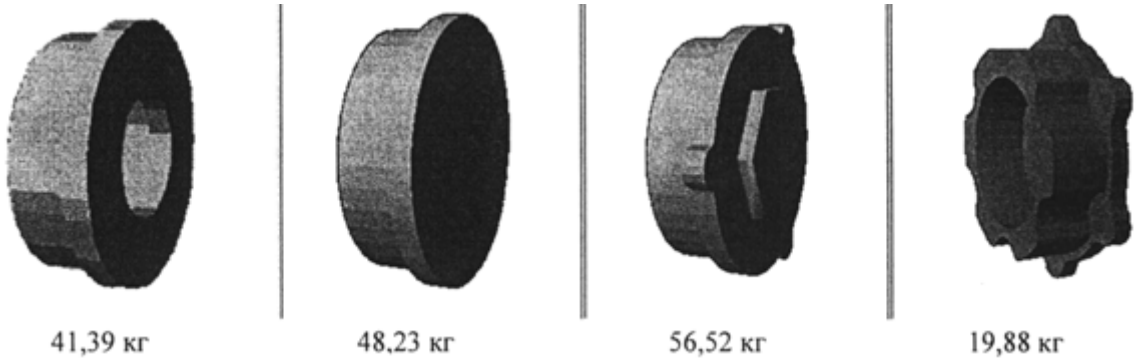


Рис. 11. При данной комбинации входной детали и базовых отливок программа выдала приемлемые варианты с удовлетворительными значениями критерия схожести

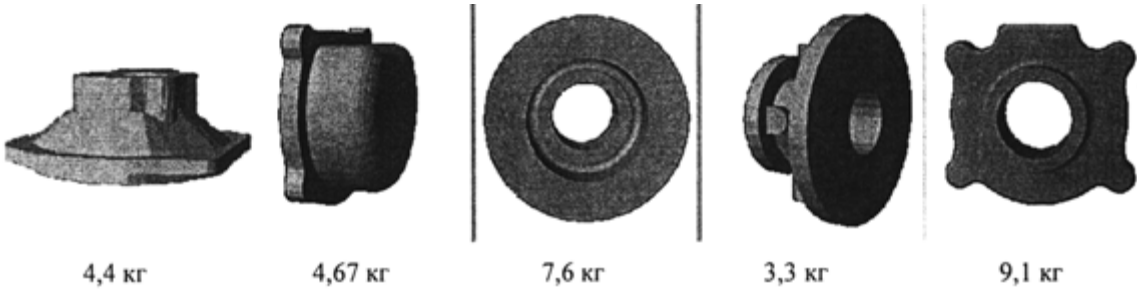


Рис. 12. При данной комбинации входной детали и базовых отливок программа также выдала приемлемые варианты, учитывая массу деталей

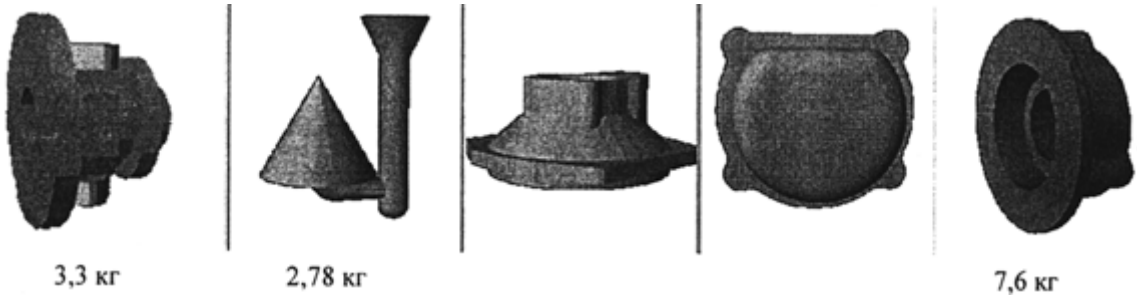


Рис. 13. Для деталей, не принадлежащих к классу крышек, программа также выдала приемлемые варианты

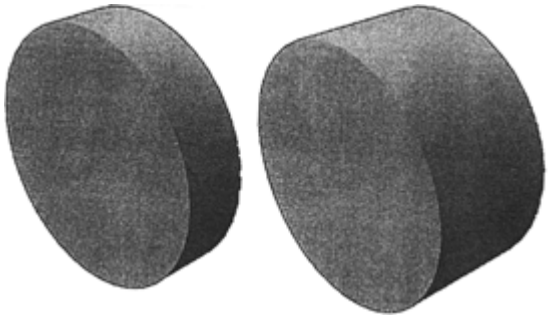


Рис. 14. Между этими деталями со схожей геометрией, но с различием по массе в четыре раза программа не обнаружила сходства, что согласуется с ее алгоритмом работы

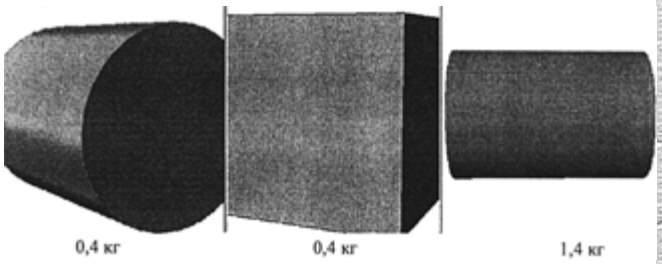


Рис. 15. Программа определила, что цилиндр более похож на куб той же массы, чем на другой цилиндр, отличающийся по массе в 3,5 раза

Результаты тестирования разработанной компьютерной системы

Для проверки работоспособности программного обеспечения и отладки было создано несколько экспериментальных баз данных. Работа системы тестировалась для различных комбинаций входных изделий и вариантов отливок в базе данных. Основное внимание было уделено правильности отыскания системой наиболее близких вариантов. Результаты тестирования представлены на рис. 11—15.

Таким образом, разработанное программное обеспечение может быть использовано для выбора прототипов литниковых систем на основе базы данных аналогов.

Заключение

1. Представлен анализ нейросетевых алгоритмов и пути их использования для решения технологических задач литейного производства.

2. Разработано следующее:

— нейросетевой алгоритм и математический аппарат, позволяющий оценить степень подобия двух отливок с точки зрения литниковых систем, используемых для их изготовления;

— нейросетевой алгоритм и математический аппарат, позволяющий оценить степень подобия двух отливок по пространственному распределению материала;

— алгоритм обучения нейронной сети, позволяющий на основе математических правил классифицировать отливки различной конфигурации и на основе этого выбирать литниковые системы для отливок с неопределенной литниковой системой;

— структура базы данных для программного обеспечения, позволяющего на основе алгоритмов нейросетевого программирования выбирать литниковую систему для изготовления отливки;

— алгоритм для поиска прототипа литниковой системы в базе данных по отливкам. Разработано руководство пользователя для определения наилучшего прототипа литниковой системы среди заданных.

3. На примере отливок типа "крышка" проведено тестирование программного обеспечения для разработки литниковых систем, отливок, изготавливаемых литьем в разовые формы. Результаты тестирования показали удовлетворительную сходимость по классификации отливок.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Горбань, А. Н.** Решение задач нейронными сетями [Текст] / А. Н. Горбань // Нейроинформатика. Новосибирск: Наука, Сибирская изд. фирма РАН, 1998. — 182 с.
2. **Ежов, А. А.** Нейрокомпьютинг и его применение в экономике и бизнесе [Текст] / А. А. Ежов, С. А. Шумский. — М.: МИФИ, 1998. — 218 с.
3. **Матюшинец, Т. В.** О возможности использования метода нейронных сетей для автоматизированного проектирования кокильной оснастки [Текст] / Т. В. Матюшинец, Г. В. Марков // Литье и металлургия. 2006. —№ 3. — С. 125—129.
4. **Уоссермен, Ф.** Нейрокомпьютерная техника: теория и практика [Текст] / Ф. Уоссермен. Пер. с англ. — М.: Мир, 1992. — 212 с.
5. **Осовский, С.** Нейронные сети для обработки информации [Текст] / С. Осовский. Пер. с польского И. Д. Рудинского. — М.: Финансы и статистика, 2002. — 344 с.
6. **Горбань, А. Н.** Нейронные сети на персональном компьютере [Текст] / А. Н. Горбань, Д. А. Россиев. — М.: Наука, 1996. — 276 с.

УДК 62-112.82

Н. Н. Левов,
препод.,
Военный университет МО РФ (Москва)
E-mail:
nlevov@mail.ru

Эпоксиолигомерная клеевая композиция для аварийного ремонта деталей АТС

Работа посвящена оценке возможности применения новой эпоксиолигомерной композиции для аварийного ремонта деталей автотранспортных средств (АТС).

Ключевые слова: *аварийный ремонт, клеевая технология, эпоксиолигомерная клеевая композиция, автомобильные детали.*

Одним из наиболее актуальных вопросов, встающих перед водителем, отправляющимся в дальний пробег, является ремонт деталей автомобильной техники (АТ), получивших аварийные повреждения в дороге. Наиболее типичные и массовые аварийные отказы представлены в табл. 1 [1].

Особенно значимыми с точки зрения обеспечения подвижности транспортного средства и трудоемкости выполняемых работ являются трещины и пробоины корпусных деталей, топливной системы и системы охлаждения. Конечно, устранить такие повреждения в пути достаточно трудно, но если учесть укомплектованность большинства придорожных мастерских по ремонту АТ, то предлагаемое решение является почти единственно возможным.

Ремонт трещин и пробоин, как правило, осуществляется с помощью сварочных технологий (сварка, пайка). Однако их применение требует дорогостоящего технологического оборудования, материалов, больших производственных площадей, кроме того, они являются массо-, энерго- и трудоемкими, их использование требует наличие высококвалифицированных ремонтников, а также сопровождается выделением вредных для экологии и жизни людей продуктов. Их применение не всегда дает необходимый технологический эффект, а если учесть, что совершенствование сварочных технологий себя практически исчерпало, то это дает право утверждать о необходимости поиска более эффективных технологий, обеспечивающих ремонт при меньших затратах в короткие сроки [2, 3]. Исследования показывают, что наименьшими трудозатратами обладает клеевой способ восстановления деталей АТС (табл. 2).

Таблица 1

Статистика аварийных повреждений деталей АТС

Повреждения	Количество повреждений, % на 1000 отказов
Срыв, повреждение и нарушение герметизации резьбовых соединений	47
Трещины и пробоины в корпусных деталях	25
Нарушение герметизации фланцевых соединений	11
Нарушение герметизации труб, шлангов и проводов	9
Декоративные повреждения	8

В связи с бурным ростом количества новых нетрадиционных клеевых материалов и совершенствованием их эксплуатационных свойств исследование возможности их применения при ремонте деталей АТ, получивших аварийные повреждения, является актуальным. Использование новых клеевых составов может расширить возможности для совершенствования технологий ремонта при меньших затратах.

Для склеивания может применяться большое количество групп связующих (табл. 3), однако именно эпоксидные связующие обладают набором уникальных свойств, такими как высокие механические и адгезионные характеристики и возможность их улучшения за счет модификации; способность соединять разнородные материалы; отверждение композиции можно осуществлять в широком интервале температур и оно протекает без выделения воды и вредных летучих веществ, с малой объемной усадкой; химическая стойкость к бензину, маслам и специальным жидкостям, длительные сроки хранения, оптимальное соотношение цены и качества.

Таблица 2

Сравнительная характеристика способов ремонта деталей

Способы ремонта	Трудоемкость восстановления деталей (в относительных единицах от клеевого способа)								
	Картер			Бак		Радиатор		Трубопроводы	Ресиверы
	блок цилиндров двигателя	коробка передач	раздаточная коробка	топливный	масляный	жидкостной	масляный		
Сварка									
электродуговая	1,5	1,5	1,5	1,2	1,2	—	—	1,5	1,5
газовая	1,5	1,5	1,5	1,2	1,2	—	—	1,5	1,5
аргонодуговая	2,0	2,0	2,0	—	—	—	—	—	—
Пайка									
высокотемпературная	—	—	—	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5
низкотемпературная	—	—	—	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Клеевой	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	—	1,0

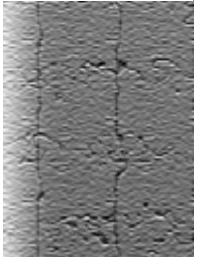
Кроме того, специфика функционирования придорожных ремонтных мастерских, ограниченность в площадях, энергоресурсах, в высококвалифицированном персонале, повышение теплонагруженности большинства агрегатов АТС на современном этапе выдвигают более жесткие требования к клеевым материалам, используемым при ремонте АТС в случае аварийных отказов (рис. 1).

Обзор применяемых в настоящее время в ремонтной практике и перспективных

Таблица 3

Характеристика отвержденных термореактивных адгезивов

Группы связующих	Физико-механические характеристики					Недостатки	Преимущества
	Предел прочности, МПа		Модуль упругости, ГПа	Теплостойкость, °С	Объемная усадка, %		
	при растяжении	при сжатии					
Эпоксидные	35—100	90—160	2,4—4,2	До 200	1—5	Несколько токсичны	Отверждение при низкой температуре; высокая адгезия; широкие возможности модификации
Фенолформальдегидные	40—70	100—125	7—11	140—180	15—25	Высокая хрупкость; отверждение при высоких температурах и давлениях	Высокая теплостойкость (кратковременно до 1000 °С)
Полиэфирные	30—70	80—150	2,8—3,8	50—80	5—10	Слабая адгезия; токсичность	Отверждение при низких температурах
Кремнийорганические	25—50	60—100	6,8—10	250—280	1,5—20	Высокие внутренние напряжения при $T \leqslant 100$ °С; длительный цикл отверждения; высокая стоимость	Стойкость к действию различных агрессивных сред
Полиимидные	90—95	250—280	3,2—5	250—320	3—20	Высокая температура отверждения — от 300 °С	Стойкость к действию различных агрессивных сред



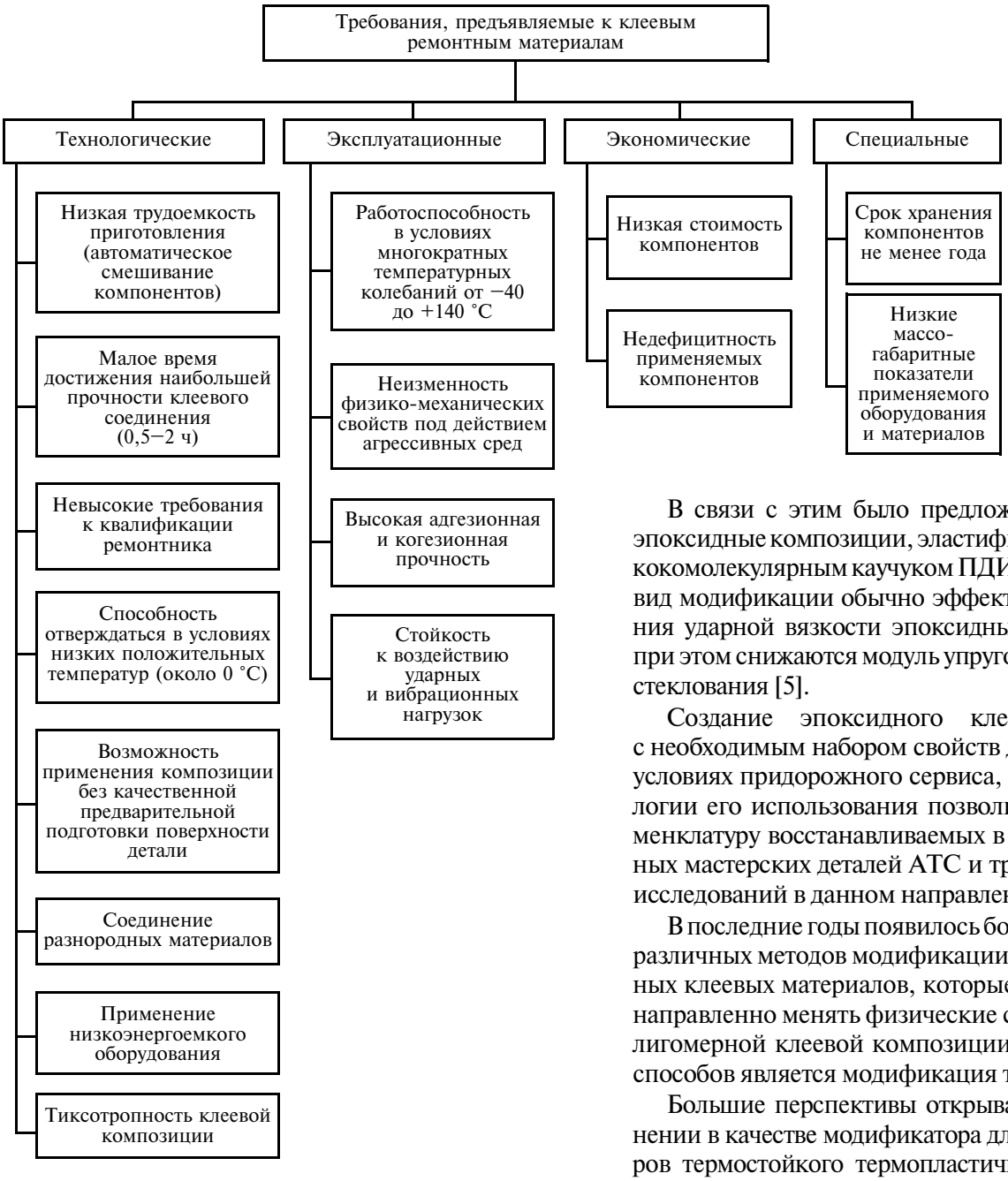


Рис. 1. Требования, предъявляемые к клеевым ремонтным материалам

эпоксидных клеевых композиций (табл. 4) показал их неудовлетворительные термодеформационные и прочностные свойства; невозможность отверждаться в условиях отрицательных температур либо возникающие при этом высокие остаточные напряжения, которые снижают конечную прочность клеевого соединения; необходимость применения различных видов наполнителей для выравнивая коэффициентов термического расширения матрицы и подложки.

В связи с этим было предложено использовать эпоксидные композиции, эластифицированные низкокомолекулярным каучуком ПДИ-ЗАК [4]. Данный вид модификации обычно эффективен для улучшения ударной вязкости эпоксидных олигомеров, но при этом снижаются модуль упругости и температура стеклования [5].

Создание эпоксидного клеевого материала с необходимым набором свойств для применения в условиях придорожного сервиса, изменение технологии его использования позволит расширить номенклатуру восстанавливаемых в условиях ремонтных мастерских деталей АТС и требует проведения исследований в данном направлении.

В последние годы появилось большое количество различных методов модификации эпоксиолигомерных клеевых материалов, которые позволяют целенаправленно менять физические свойства эпоксиолигомерной клеевой композиции. Одним из таких способов является модификация термопластами.

Большие перспективы открываются при применении в качестве модификатора для эпоксиолигомеров термостойкого термопластичного полимера — полисульфона. Проведенные экспериментальные исследования эпоксиолигомерной композиции, модифицированной полисульфоном, доказывают ее возросшие термодеформационные и прочностные свойства (табл. 5).

Для большей наглядности физико-механические свойства отвержденной модифицированной эпоксиолигомерной композиции представлены в сравнении с немодифицированной. Так, на рис. 2 видно снижение внутренних напряжений в результате применения модификатора, на рис. 3 — уменьшение времени достижения композицией максимальной адгезионной прочности, а на рис. 4 — увеличение термостойкости. Это позволяет сде-

Таблица 4

Эксплуатационные, технологические и прочностные показатели эпоксидных композиций

Состав композиции	Температура отверждения композиции T, °С	Время полного отверждения композиции t, ч	Время достижения технологической прочности композиции $t_{тех}$, ч	Период хранения компонентов композиции $t_{хран}$, мес.	Температура работоспособности отвержденной композиции $T_{раб}$, °С	Напряжение отрыва $\sigma_{отр}$, МПа, при 20 °С
Применяемые						
ЭД-16 + ПЭПА	15—25	24	14	12	+90	14—16
ЭД-20 + ПДИ-ЗАК + + УП-583	5—25	8	4	12	+120	14—16
К-153 + BF_3	–5—35	1	0,4	12	+60 +100 (до 50 ч)	8—12
Перспективные						
Анатерм-216	18—23	24	8	12	+150	25—30
Маком-1	15—35	24	8	6	+200	25
Полирем-паста	15—35	24	14	12	+150	35

Примечание. ЭД-16, ЭД-20 —эпоксидные смолы; К-153, Анатерм-216, Маком-1, Полирем-паста — эпоксидные компаунды; ПЭПА, УП-583, BF_3 — отвердители; ПДИ-ЗАК — модификатор.

лать вывод о возможности использования данной модифицированной эпоксиолигомерной композиции при восстановлении деталей АТ с аварийными повреждениями в условиях придорожных мастерских.

Изложенные выше зависимости получены для модифицированной композиции, отвержденной отвердителем АФ-2, при температурах окружающего воздуха не ниже +5 °С. Для сокращения времени (до 30 мин) и отверждения композиции при температурах ниже 0 °С могут быть применены инициаторы полимеризации эпоксидных смол — комплексы трехфтористого бора с различными азотсодержащими соединениями.

Модель, раскрывающая сущность механизма термопрочностного упрочнения модифицированной эпоксиолигомерной композиции, представлена на рис. 5. Предполагается, что введение модификатора позволит повысить прочность клеевого соединения путем образования эластичной составляющей, которая препятствует развитию дефектных микротрещин в зоне локальных перенапряжений и способствует уменьшению внутренних напряжений. При этом частицы модификатора выступают в

Таблица 5

Физико-механические свойства модифицированной эпоксиолигомерной композиции

Свойства	Эпоксиолигомерная композиция, модифицированная полисульфоном, массовые доли		
	5	15	30
Прочность при сдвиге, МПа, клеевых соединений при температуре испытания, °С:			
–40	29,9	32,3	31,9
20	24,5	28,4	27,5
120	10,2	11,8	11,2
Прочность при отслаивании (эластичность), МПа, клеевых соединений при температуре испытания, °С:			
–40	0,47	0,54	0,51
20	0,54	0,58	0,53
120	0,38	0,43	0,38
Ударная вязкость, кДж/м^2	17	26	30
Количество температурных колебаний от –40 до +120 °С, происходящих без разрушений склейки	1350	1500	1150
Время достижения наибольшей прочности соединения, ч	9	8	7

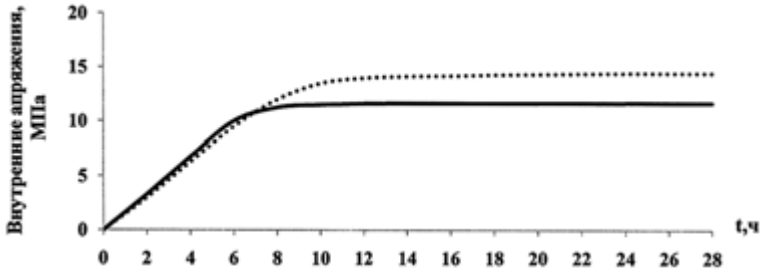


Рис. 2. Зависимость внутренних напряжений от времени отверждения:

— — модифицированная композиция; ··· — немодифицированная композиция

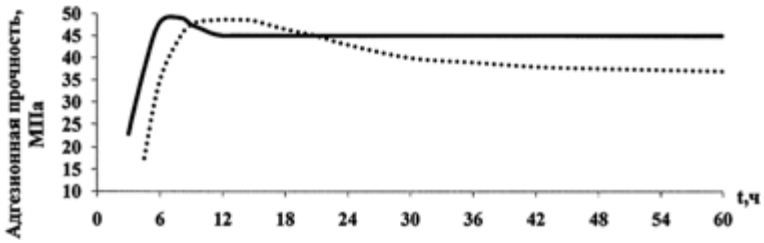


Рис. 3. Зависимость адгезионной прочности от времени отверждения:

— — модифицированная композиция; ··· — немодифицированная композиция

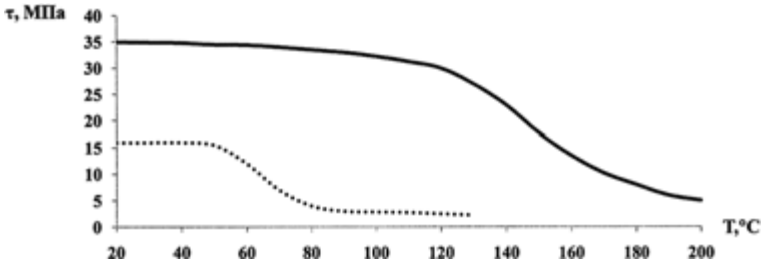


Рис. 4. Зависимость прочности композиции от температуры:

— — модифицированная композиция; ··· — немодифицированная композиция

роли ретрансляторов, способствующих перераспределению внутренних напряжений внутри клеевого слоя, а при росте трещины играют роль упругих мостиков (поз. 1), на разрыв которых необходима дополнительная энергия. Упругие включения модификатора в жесткой матрице эпоксидного олигомера также являются причиной изменения первоначального направления роста трещины, препятствуют ее развитию вследствие создания дополнительного энергетического барьера, что приводит к увеличению энергии, необходимой для распространения такой трещины (поз. 3).

Проведенные теоретические и экспериментальные исследования доказывают возможность применения модифицированной эпоксиолигомерной композиции в условиях функционирования придорожных ремонтных мастерских. На разработанный состав подана заявка на изобретение RU 2008130842.

Предлагаемая эпоксиолигомерная композиция позволит применять клеевой способ ремонта для устранения трещин и пробоин, ликвидации протечек в корпусных деталях, герметизации различных соединений (стыков трубопроводов, топливных баков, элементов систем охлаждения и смазочной), не требующий большого расхода электроэнергии и специалистов высокого профиля.

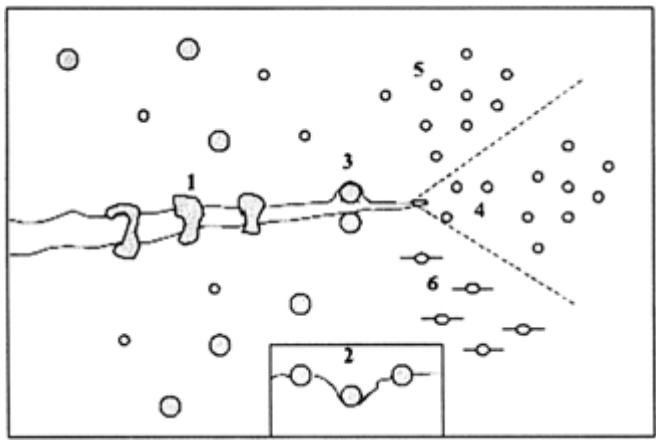


Рис. 5. Механизм упрочнения модифицированной эпоксиолигомерной композиции:

1 — упругий мостик, образованный модификатором; 2 — растущая трещина; 3 — отклонение направления роста трещины; 4 — фронт роста трещины; 5 — частицы модификатора; 6 — микротрещины

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Баурова, Н. И.** Ремонт авто с клеем: быстро, просто и надежно [Текст] / Н. И. Баурова // "Крепеж, клеи, инструмент". — 2005. — № 4. — С. 42—44.
2. **Зорин, В. А.** Ремонт: просто и дешево. Полимерные материалы для ремонта агрегатов дорожных машин [Текст] / В. А. Зорин, Н. И. Баурова // "Строительная техника и технологии". — 2004. — № 3. — С. 24—28.
3. **Ухалин, А. С.** Перспективы применения клеевых ремонтных технологий при восстановлении военной автомобильной техники [Текст] / А. С. Ухалин, Н. Н. Левов // Тем. науч. сб. ОАВС РФ. — 2009. — № 39. — С. 70—74.
4. **Сучугов, Б. Н.** Быстротвердеющая эпоксидная композиция повышенной прочности и термостойкости для восстановления автомобильной техники [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 20.02.17: защищена 17.06.84: утв. 11.10.84 / Сучугов Борис Николаевич. — Ленинград, 1984. — 242 с.
5. **Шустов, М. В.** Связующие для композиционных материалов на основе эпоксидных олигомеров, модифицированных термопластами. Автореферат кандидатской диссертации. — М.: РХТУ им. Д. И. Менделеева. 2005. — 16 с.

УДК 621.436

Использование в дизелях многокомпонентных смесевых биотоплив

В. А. Марков, д-р техн. наук, проф., МГТУ им. Н. Э. Баумана,
С. Н. Девянин, д-р техн. наук,
Л. И. Быковская, асп., МГАУ им. В. П. Горячкина
E-mail: markov@power.bmstu.ru

Рассмотрены особенности применения в дизелях многокомпонентных биотоплив, получаемых с использованием рапсового масла. Представлены результаты экспериментальных исследований транспортного дизеля типа Д-245.12С, работающего на смесях дизельного топлива, рапсового масла и метилового эфира рапсового масла. Показана зависимость показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов от состава смесевого биотоплива.

Ключевые слова: *дизель, дизельное топливо, рапсовое масло, метиловый эфир рапсового масла, многокомпонентные биотоплива.*

В настоящее время все большее распространение на транспорте получают различные альтернативные топлива. Наиболее привлекательными представляются топлива растительного происхождения. Использование этих топлив обеспечивает кругооборот углекислого газа в атмосфере, поскольку при выращивании растительного сырья для производства биотоплив выделяется примерно такое же количество углекислого газа, которое потребляется при сгорании биотоплив [1, 2]. Кроме того, растительное сырье не содержит полициклических ароматических углеводородов (ПАУ) и серы, которые имеются в составе нефти и нефтепродуктов. Это позволяет практически исключить выбросы экологически опасных ПАУ и оксидов серы с отработавшими газами (ОГ) двигателей внутреннего сгорания, работающих на биотопливах. Кроме того, имеющийся в составе биотоплив кислород участвует в реакциях окисления углеводородов топлива, что способствует снижению выбросов с ОГ продуктов неполного сгорания, в первую очередь — сажи [3, 4, 5].

Среди топлив растительного происхождения перспективными считаются топлива, получаемые из растительных масел [6, 7, 8]. В условиях Российской Федерации производство биотоплив для дизелей наиболее целесообразно из рапсового масла (РМ). Рапсовое масло может применяться как самостоятельное топливо для дизелей, но чаще оно используется в смесях с дизельным топливом (ДТ) или перерабатывается в метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ), используемый как самостоятельное биотопливо или как смесевое (в смеси с ДТ) [9, 10].

Применение биотоплив на основе растительных масел сдерживается отличиями их физико-химических свойств от свойств стандартного ДТ [6, 7, 10]. Одной из наиболее острых проблем, возникающих при работе дизеля на рапсовом масле, является его повышенная вязкость. Вязкостно-температурные характеристики, представленные на рис. 1, а свидетельствуют о том, что при нормальной температуре (t = 20 °С) вязкость РМ на порядок выше, чем у стандартного ДТ [10]. В частности, в представленных ниже исследованиях использовалось дизельное топ-

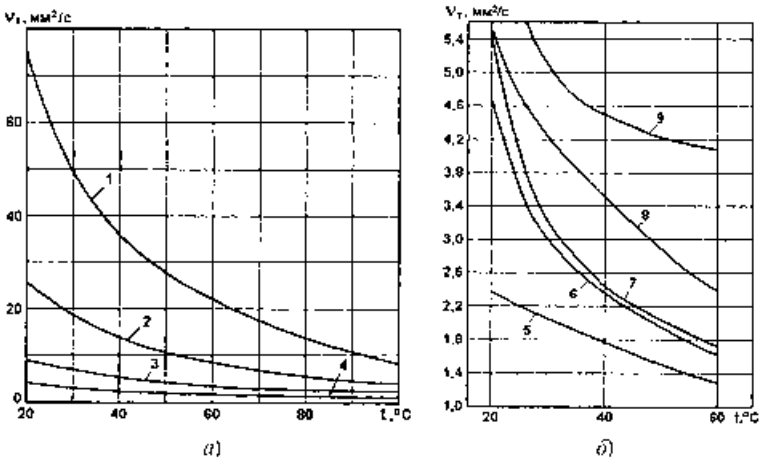


Рис. 1. Вязкостно-температурные характеристики двухкомпонентных (а) и многокомпонентных (б) топлив:

1 — РМ; 2 — смеси 50 % ДТ и 50 % РМ; 3 — смеси 80 % ДТ и 20 % РМ; 4 —ДТ; 5 — ДТ; 6 — смеси 90 % ДТ + 5 % РМ + 5 % МЭРМ; 7 — смеси 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % МЭРМ; 8 — 60 % ДТ + 20 % РМ + 20 % МЭРМ; 9 — МЭРМ

Таблица 1

Физико-химические свойства топлив

Физико-химические свойства	Топлива					
	ДТ	РМ	МЭРМ	90 % ДТ + + 5 % РМ + + 5 % МЭРМ (биотопливо № 1)	80 % ДТ + + 10 % РМ + + 10 % МЭРМ (биотопливо № 2)	60 % ДТ + + 20 % РМ + + 20 % МЭРМ (биотопливо № 3)
Плотность при 20 °С, кг/см^3	805	913	877	815	821	840
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	2,37	75,0	8,0	4,661	5,421	5,477
Коэффициент поверхностного натяжения σ при 20 °С, мН/м	27,1	33,2	30,7	—	—	—
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42 500	37 300	37 800	42 000	41 500	40 500
Цетановое число	45	36	48	—	—	—
Температура самовоспламенения, °С	250	318	230	—	—	—
Температура помутнения, °С	–25	–9	–13	—	—	—
Температура застывания, °С	–35	–20	–21	—	—	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,5	12,6	14,2	14,0	13,6
Содержание, % по массе:						
С	87,0	77,0	77,6	86,0	85,1	83,1
Н	12,6	12,0	12,2	12,6	12,5	12,4
О	0,4	11,0	10,2	1,4	2,4	4,5
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	0,002	0,18	0,16	0,12
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	0,3	—	—	—

Примечание: "—" — свойства не определялись; для смесей указано объемное процентное содержание компонентов.

ливо "З" по ГОСТ 305—82 и рапсовое масло отечественного производства, имеющие кинематическую вязкость соответственно $\nu_т = 2{,}37$ и 75 мм^2/с (табл. 1).

Существенно меньшей вязкостью обладают смеси РМ и ДТ. Так, вязкость смеси, содержащей 80 % ДТ (по объему) и 20 % РМ при $t = 20$ °С составляет $\nu_т = 9$ мм^2/с (рис. 1, *а*) [10]. Но и такая вязкость смесевого биотоплива заметно превышает вязкость ДТ (в соответствии с ГОСТ 305—82 вязкость летнего дизельного топлива составляет $\nu_т = 3$—6 мм^2/с).

Рапсовое масло по сравнению с ДТ имеет и более высокую плотность. Так, если плотность исследуемого в настоящей работе РМ составляла 913 кг/м^3, то плотность ДТ "З" равна 805 кг/м^3. Кроме того, РМ имеет большее поверхностное натяжение: коэффициент поверхностного натяжения исследуемого ДТ равен 27,1 мН/м, а РМ 33,2 мН/м.

Указанные отличия физических свойств РМ от свойств ДТ заметно влияют на параметры процесса топливоподачи дизеля, приводя к трансформации характеристик впрыскивания и распыливания этих топлив, последующих процессов смесеобразования и сгорания, показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов [2, 10]. Высокие плотность и вязкость этих топлив, подаваемых в камеру сгорания (КС) штатной системой топливоподачи дизеля, являются причиной увеличения их цикловой подачи и часового расхода по сравнению с ДТ по ГОСТ 305—82. Повышенная плотность растительных масел и топлив на их основе приводит к увеличению дальнобойности струй распыливаемого топлива. Увеличение длины струй биотоплив усугубляется их худшей самовоспламеняемостью — возрастанием периода задержки воспламенения. В результате за этот период струи распыливаемого растительного масла достигают стенок КС, часть топлива, попадающая на стенки, не сгорает полностью, уменьшается доля объемного смесеобразования, могут наблюдаться потеря подвижности поршневых колец и загрязнение моторного масла.

Из-за высокой вязкости растительных масел и их повышенного коэффициента поверхностного натяжения уменьшается угол раскрытия топливного факела и ухудшается мелкость распыливания — увеличивается средний диаметр капель. Кроме того, в результате повышенного поверхностного натяжения растительных масел повышается неоднородность их распыливания. Большие значения их плотности и вязкости приводят к увеличению максимального давления впрыскивания. Действительный момент начала впрыскивания смещается при этом в сторону увеличения угла опережения впрыскивания топлива. Эти факторы свидетельствуют о целесообразности реализации мероприятий, способствующих улучшению качества процессов подачи топлива, его распыливания и смесеобразования при работе дизеля на растительных маслах и топливах на их основе.

Эффективным способом улучшения качества указанных процессов является приближение свойств биотоплив на основе растительных масел к свойствам стандартного ДТ. Но при использовании лишь двух компонентов смесевых биотоплив (например ДТ и РМ) возможности этого способа ограничены. Применение большего числа компонентов, имеющих различные физико-химические

свойства (например ДТ, РМ и МЭРМ, см. табл. 1), позволяет целенаправленно воздействовать на указанные свойства путем оптимизации состава биотоплива. Таким образом, использование многокомпонентных биотоплив позволяет обеспечить максимальное приближение физико-химических свойств этих топлив к свойствам стандартного ДТ. В частности, исследуемые в представленной работе многокомпонентные биотоплива (смеси ДТ, РМ и МЭРМ) имеют вязкость, соответствующую вязкости летнего ДТ по ГОСТ 305—82 ($\nu_т$ = 3—6 мм^2/с, см. рис. 1, б).

Еще одним аспектом использования биотоплив является возможность получения многокомпонентного биотоплива при заправке транспортного средства. Если дизель, кроме традиционного дизельного топлива, эксплуатируется и на РМ и на МЭРМ, то при заправке оставшееся в баке топливо смешивается с вновь заправляемым топливом и возможна достаточно продолжительная работа дизелей на смесях указанных топлив. В этом случае оказавшееся в топливном баке топливо становится многокомпонентным.

Оценка влияния состава многокомпонентных биотоплив на показатели топливной экономичности и токсичности ОГ проведена при экспериментальных исследованиях дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода (ММЗ), предназначенного для малотоннажных грузовых автомобилей ЗИЛ-5301 "Бычок", а его модификации — для автобусов Павловского автомобильного завода (ПАЗ) и тракторов "Беларусь" Минского тракторного завода (МТЗ). Некоторые параметры дизеля приведены в табл. 2.

Дизель исследовался на моторном стенде АМО ЗИЛ на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН с установочным углом опережения впрыскивания $\theta = 13^\circ$ поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки (упора максимальной подачи топлива). Моторный стенд был оборудован комплектом необходимой измерительной аппаратуры. Дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. Концентрации NO_x, CO, CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы Yanaco с погрешностями измерения указанных компонентов ± 1 %.

На первом этапе исследований проведены испытания дизеля Д-245.12С на режимах работы по внешней скоростной характеристике на чистом дизельном топливе, а также на смеси 90 % ДТ, 5 % РМ и 5 %

Таблица 2

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

Параметры	Значение
Тип дизеля	Четырехтактный, рядный
Число цилиндров	4
Диаметр цилиндра D, мм	110
Ход поршня S, мм	125
Рабочий объем цилиндра V_h, л	1,08
Общий рабочий объем iV_h, л	4,32
Степень сжатия ε	16,0
Система турбонаддува	Турбокомпрессор ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов
Тип камеры сгорания	Типа ЦНИДИ
Способ смесеобразования	Объемно-пленочное
Номинальная частота вращения n, мин$^{-1}$	2400
Номинальная мощность N_e, кВт	80
Литровая мощность $N_{eл}$, кВт/л	18,5
Механизм газораспределения	Клапанного типа с верхним расположением клапанов
Система охлаждения	Жидкостная, принудительная
Смазочная система	Принудительная, с разбрызгиванием
Фильтр масляный	Сетчатый
Насос масляный	Шестеренчатый
Система питания	Разделенного типа
Топливный насос высокого давления (ТНВД)	Рядный типа РР4М10U1f фирмы Motorpal со всережимным центробежным регулятором
Диаметр плунжеров ТНВД $d_{пл}$, мм	10
Ход плунжеров ТНВД $h_{пл}$, мм	10
Длина нагнетательных топливопроводов $L_т$, мм	540
Форсунки	Типа ФДМ-22 производства ОАО "Куроаппаратура" (г. Вильнюс)
Распылители форсунок	Фирмы Motorpal типа DOP 119S534 с пятью сопловыми отверстиями диаметром $d_р$ = = 0,34 мм и проходным сечением $\mu_р f_р$ = 0,250 мм^2
Давление начала впрыскивания форсунок $p_{фо}$, МПа	21,5

МЭРМ (биотопливо № 1), смеси 80 % ДТ, 10 % РМ и 10 % МЭРМ (биотопливо № 2), и смеси 60 % ДТ, 20 % РМ и 20 % МЭРМ (биотопливо № 3). Некоторые физико-химические свойства этих топлив приведены в табл. 1.

Как отмечено выше, исследуемые многокомпонентные биотоплива имеют физические свойства, приближающиеся к свойствам ДТ. Но их плотность и вязкость все-таки несколько выше аналогичных свойств ДТ. Поэтому при испытаниях отмечено небольшое увеличение часового расхода топлива $G_т$ (рис. 2). В то же время из-за наличия в молекулах РМ и МЭРМ атомов кислорода коэффициент избытка воздуха α при работе на многокомпонентных биотопливах изменился незначительно. Но при этом теплота сгорания многокомпонентных биотоплив несколько ниже теплоты сгорания ДТ (см. табл. 1). Это привело к тому, что при использовании данных биотоплив удельный эффективный расход топлива g_e оказался выше, чем при работе на ДТ. В частности, при переходе с ДТ на биотоплива № 1, № 2 и № 3 на режиме максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала $n = 2400$ мин$^{-1}$ удельный эффективный расход топлива g_e монотонно увеличивался от 249,0 до 260,5 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — от 224,3 до 234,8 г/(кВт · ч). При этом снижение эффективного КПД дизеля η_e на этих режимах не превысило 1 %, а при работе на биотопливе № 3 значение η_e даже несколько повысилось (табл. 3).

В результате увеличения удельного эффективного расхода топлива g_e при работе на многокомпонентных биотопливах мощностные показатели дизеля (эффективный крутящий момент M_e и эффективная мощность N_e) несколько снизились (см. рис. 2 и табл. 3).

Вместе с тем, наличие в молекулах РМ атомов кислорода привело к заметному уменьшению дымности ОГ при работе исследуемого дизеля на многокомпонентных биотопливах. Так, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ переход с ДТ на биотоплива № 1, № 2 и № 3 сопровождался снижением дымности ОГ K_x от 16,0 до 9,0—11,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1600$ мин$^{-1}$ — от 23,0 до 9,5—12,5 % по шкале Хартриджа.

Результаты экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН представлены на рис. 3—6. Как отмечено выше, использование рассматриваемых многокомпонентных биотоплив приводит к незначительному изменению часового расхода топлива $G_т$. Так, при переводе дизеля с ДТ на биотоплива № 1, № 2 и № 3 на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ величина $G_т$ возросла от 19,50 до 20,27 кг/ч, а на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — сначала незначительно уменьшилась от 12,70 до 12,60 кг/ч, а затем возросла до 13,09 кг/ч (см. рис. 3 и табл. 3).

Вид топлива влияет на концентрацию в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (см. рис. 4). При работе дизеля на ДТ и биотопливах № 1, № 2 и № 3 на режиме холостого хода при $n = 880$ мин$^{-1}$ значения C_{NO_x} оказались равными соответственно 0,0125, 0,0125, 0,0100 и 0,0150 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — 0,0650, 0,0640, 0,0625 и 0,0650 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — 0,0565, 0,0570, 0,0550 и 0,0600 %. В целом можно отме-

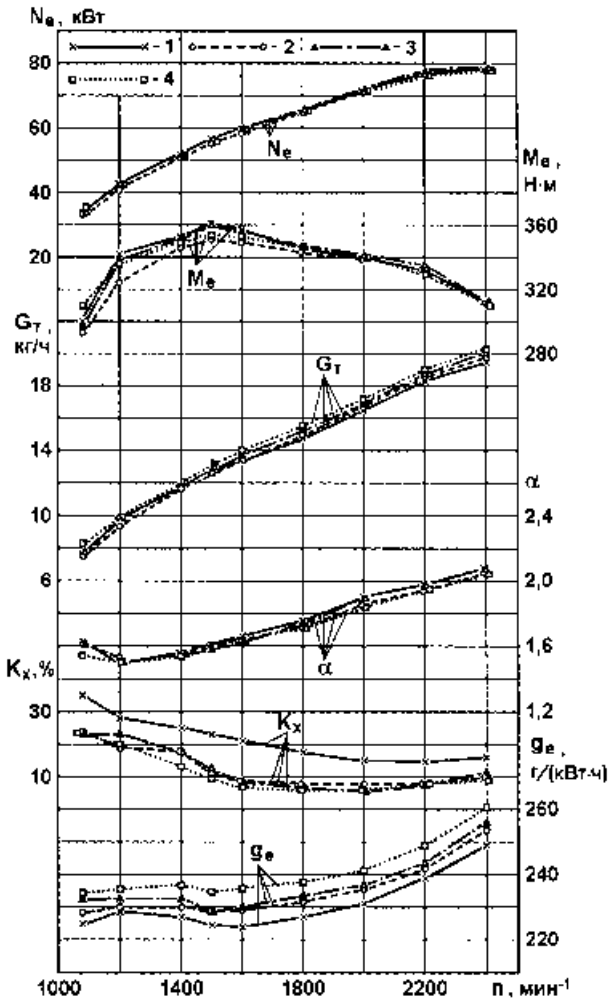


Рис. 2. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах работы по внешней скоростной характеристике при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 90 % ДТ + 5 % РМ + 5 % МЭРМ; 3 — смесь 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % МЭРМ; 4 — смесь 60 % ДТ + 20 % РМ + 20 % МЭРМ

Таблица 3

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатели дизеля	Состав топлива			
	ДТ	90 % ДТ + + 5 % РМ + + 5 % МЭРМ (биотопливо № 1)	80 % ДТ + + 10 % РМ + + 10 % МЭРМ (биотопливо № 2)	60 % ДТ + + 20 % РМ + + 20 % МЭРМ (биотопливо № 3)
Часовой расход топлива на режиме максимальной мощности $G_{т\,2400}$, кг/ч	19,50	19,79	19,98	20,27
Часовой расход топлива на режиме максимального крутящего момента $G_{т\,1500}$, кг/ч	12,70	12,60	12,99	13,09
Крутящий момент дизеля на режиме максимальной мощности $M_{e\,2400}$, Н · м	312	311	312	310
Крутящий момент дизеля на режиме максимального крутящего момента, $M_{e\,1500}$, Н · м	361	351	360	354
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности $g_{e\,2400}$, г/(кВт · ч)	249,0	253,6	255,7	260,5
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимального крутящего момента g_{e1500}, г/(кВт · ч)	224,3	228,7	229,4	234,8
Эффективный КПД дизеля на режиме максимальной мощности $\eta_{e\,2400}$	0,340	0,338	0,339	0,341
Эффективный КПД дизеля на режиме максимального крутящего момента $\eta_{e\,1500}$	0,378	0,375	0,378	0,379
Дымность ОГ на режиме максимальной мощности $K_{x\,2400}$, %	16,0	10,0	11,0	9,0
Дымность ОГ на режиме максимального крутящего момента $K_{x\,1500}$, %	23,0	11,0	12,5	9,5
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный расход топлива $g_{e\,усл}$, г/(кВт · ч)	247,89	251,72	253,89	260,51
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный КПД $\eta_{e\,усл}$	0,342	0,341	0,342	0,341
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный выброс оксидов азота e_{NO_x}, г/(кВт · ч)	6,862	6,875	6,662	7,182
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный выброс монооксида углерода e_{CO}, г/(кВт · ч)	2,654	2,489	2,496	2,662
Интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла удельный выброс углеводородов e_{CH_x}, г/(кВт · ч)	0,719	0,687	0,677	0,690

тить не очень значительное влияние вида топлива на содержание в ОГ оксидов азота.

От вида топлива зависит и содержание в ОГ монооксида углерода C_{CO} (см. рис. 5). При работе дизеля на ДТ и биотопливах № 1, № 2 и № 3 на режиме холостого хода при $n = 880$ мин$^{-1}$ значения C_{CO} оказались равны соответственно 0,0300, 0,0270, 0,0315 и 0,0315 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — 0,0490, 0,0400, 0,0420 и 0,0390 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — 0,0195, 0,0195, 0,0180 и 0,0208 %. Причем наименьшие концентрации C_{CO} на указанных режимах наблюдались при работе на биотопливах № 1 и № 2.

Вид топлива влияет и на концентрацию в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} (см. рис. 6). При работе дизеля на ДТ и биотопливах № 1, № 2 и № 3 на режиме холостого хода при $n = 880$ мин$^{-1}$ значения C_{CH_x} оказались равными соответственно 0,0220, 0,0225, 0,0202 и 0,0210 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — 0,0125, 0,0125, 0,0115 и 0,0130 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — 0,0140, 0,0110, 0,0120 и 0,0115 %. Причем наименьшие концентрации C_{CH_x} на указанных режимах наблюдались при работе на биотопливах № 1 и № 2.

По приведенным на рис. 4—6 характеристикам содержания в ОГ нормируемых токсичных компонентов (оксидов азота NO_x, монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x) с использованием общепринятых методик рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-ступенчатого цикла (соответственно e_{NO_x}, e_{CO}, e_{CH_x}). С использованием представленных на рис. 3 характеристик часового расхода топлива $G_т$ определены значения удельного эффективного рас-

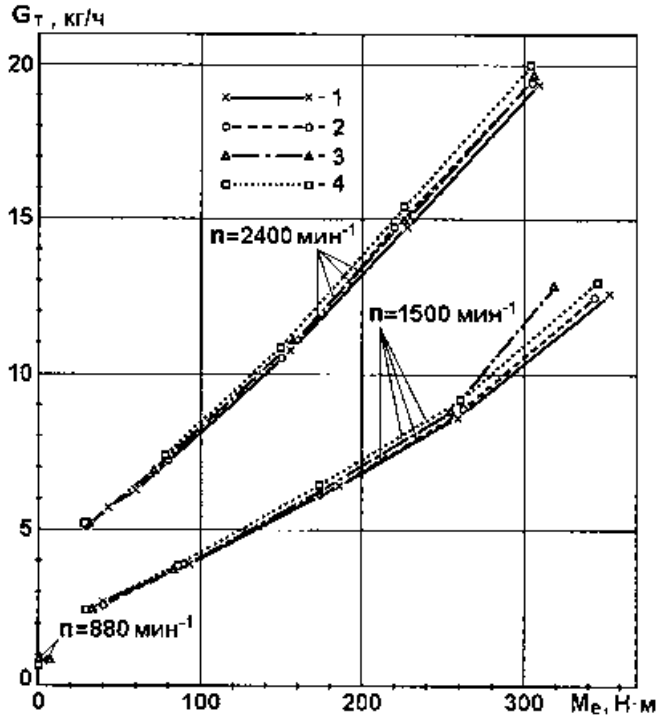


Рис. 3. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 90 % ДТ + 5 % РМ + 5 % МЭРМ; 3 — смесь 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % МЭРМ; 4 — смесь 60 % ДТ + 20 % РМ + 20 % МЭРМ

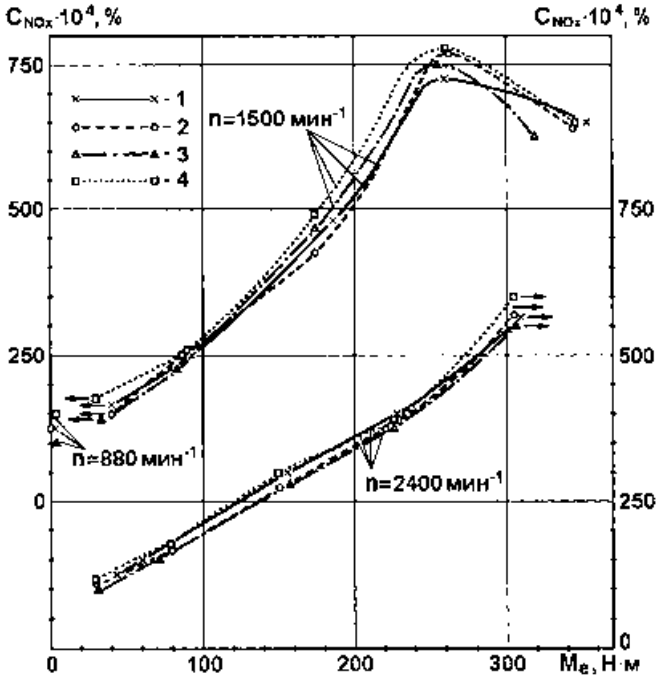


Рис. 4. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NO_x} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 90 % ДТ + 5 % РМ + 5 % МЭРМ; 3 — смесь 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % МЭРМ; 4 — смесь 60 % ДТ + 20 % РМ + 20 % МЭРМ

хода топлива и эффективного КПД по известным зависимостям

$$g_e = \frac{1000 G_т}{N_e};\ \eta_e = \frac{3600}{H_U g_e},$$

где H_U — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг.

Оценка эксплуатационного расхода топлива на режимах 13-ступенчатого цикла проведена по среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива, который определялся с использованием зависимости [8]

$$g_{e_{усл}} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{тi} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{ei} K_i},$$

где $G_{тi}$ — часовой расход топлива на i-том режиме.

Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплоту сгорания, топливную экономичность дизеля при его работе на этих топливах целесообразно оценивать не удельным эффективным расходом топлива g_e, а эффективным КПД дизеля η_e. Причем для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла использован условный эф-

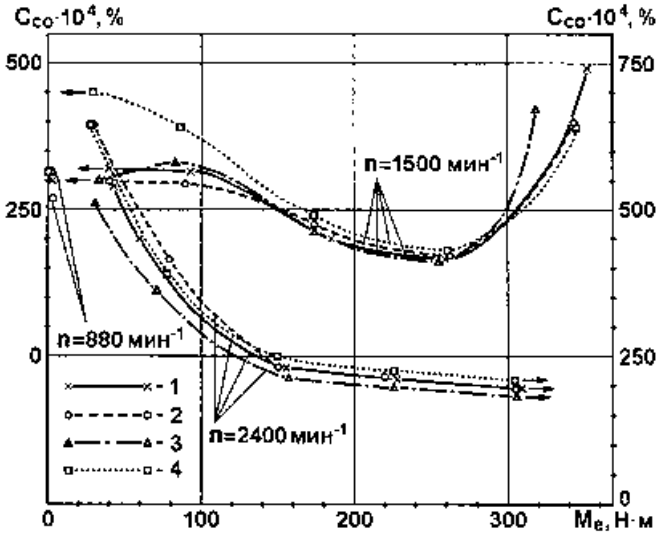


Рис. 5. Зависимость объемной концентрации в ОГ монооксида углерода C_{CO} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 90 % ДТ + 5 % РМ + 5 % МЭРМ; 3 — смесь 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % МЭРМ; 4 — смесь 60 % ДТ + 20 % РМ + 20 % МЭРМ

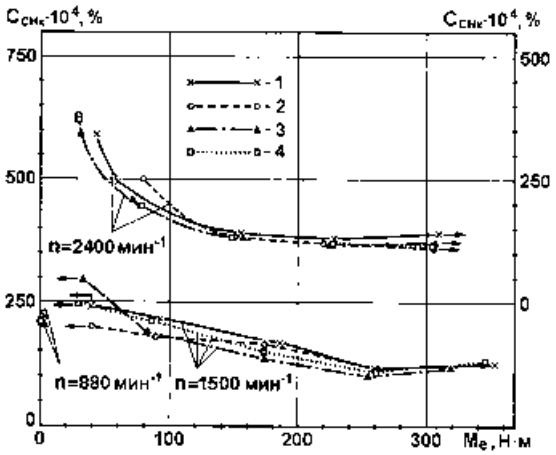


Рис. 6. Зависимость объемной концентрации в ОГ легких углеводородов C_{CH_x} от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения *n* и эффективного крутящего момента M_e) дизеля Д-245.12С при использовании различных топлив:

1 — ДТ; 2 — смесь 90 % ДТ + 5 % РМ + 5 % МЭРМ; 3 — смесь 80 % ДТ + 10 % РМ + 10 % МЭРМ; 4 — смесь 60 % ДТ + 20 % РМ + 20 % МЭРМ

фективный КПД, определяемый из соотношения

$$\eta_{e\text{усл}} = \frac{3600}{H_U g_{e\text{усл}}}.$$

Результаты этих расчетов представлены в табл. 3.

Приведенные в табл. 3 данные подтверждают возможность улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на многокомпонентные биотоплива. Причем наилучшее сочетание показателей токсичности ОГ получено при работе на биотопливах № 1 и № 2. Так, при работе дизеля на ДТ и биотопливах № 1 и 2 на режимах 13-ступенчатого цикла удельный массовый выброс оксидов азота e_{NO_x} составил 6,862, 6,875 и 6,662 г/(кВт·ч), удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} — 2,654, 2,489 и 2,496 г/(кВт·ч), удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} — 0,719, 0,687 и 0,677 г/(кВт·ч). Таким образом, перевод исследуемого дизеля с ДТ на биотопливо № 2 сопровождается снижением эмиссии всех нормируемых токсичных компонентов ОГ: оксидов азота — на 2,9 %, монооксида углерода — на 6,0 %, несгоревших углеводородов — на 5,8 %, дымности ОГ на 30—45 %. При этом условный эффективный КПД дизеля $\eta_{e\text{усл}}$ остается неизменным ($\eta_{e\text{усл}}$ = 0,342, см. табл. 3).

В целом проведенные исследования подтвердили возможность получения многокомпонентных биотоплив с заданными физико-химическими свойствами путем добавления в ДТ и РМ небольшого количества бензина. Результаты экспериментальных исследований показали возможность значительного улучшения показателей токсичности ОГ при работе дизеля на многокомпонентных биотопливах.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Кульчицкий, А. Р.** Транспорт и парниковые газы [Текст] / А. Р. Кульчицкий, В. В. Эфрос, Л. В. Грехов // Автомобильная промышленность, 2005. — № 6. — С. 5—8.
2. **Грехов, Л. В.** Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов [Текст] / Л. В. Грехов, Н. А. Иващенко, В. А. Марков. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
3. **Горбунов, В. В.** Токсичность двигателей внутреннего сгорания: учебное пособие для вузов [Текст] / В. В. Горбунов, Н. Н. Патрахальцев. М.: Изд-во РУДН, 1998. 214 с.
4. **Кульчицкий, А. Р.** Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: учебное пособие для вузов [Текст] / А. Р. Кульчицкий. Владимир: Изд-во ВлГУ, 2000. — 256 с.
5. **Марков, В. А.** Токсичность отработавших газов дизелей [Текст] / В. А. Марков, Р. М. Баширов, И. И. Габитов. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
6. **Работа** дизелей на нетрадиционных топливах: учебное пособие / В. А. Марков, А. И. Гайворонский, Л. В. Грехов и др. М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2008. — 464 с.
7. **Льотко, В.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания [Текст] / В. Льотко, В. Н. Луканин, А. С. Хачиян. М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. — 311 с.
8. **Широкомасштабные** эксперименты по введению рапсового масла в дизельное топливо [Текст] / Автомобильная промышленность США, 1997. — № 3. — С. 5—9.
9. **Гражданкин, Б.** Рапс полностью обеспечит сельское хозяйство России дизельным топливом [Текст] / Б. Гражданкин. Аграрный эксперт, 2007. — № 8. — С. 20—25.
10. **Девянин, С. Н., Марков В. А., Семенов В. Г.** Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей [Текст] / С. Н. Девянин, В. А. Марков, В. Г. Семенов. М.: Издательский центр ФГОУ ВПО "МГАУ им. В. П. Горячкина", 2008. — 340 с.

Contents

2 *Kochurov A. A., Kartukov A. T.* Improving the structures of lead-acid batteries
The article gives the results of theoretical and experimental researches on destroying positive electrodes of lead-acid batteries of different structures. On the basis of these structures some new challenges on their improvement were proposed.
Keywords: batteries, active material of positive electrodes, the structure of lead battery

6 *Novikov V. V., Pozdeyev A. V.* Determination of optimal control algorithms of actively managed air suspensions
The article presents a mathematical model of the actively managed air suspension and the results of calculation on the basis of which the optimal control algorithms has been identified for the regimes of forced and free damped vibrations which arise during movement of motor vehicles on uneven roads.
Keywords: air suspensions, air spring, vibroprotection, control algorithm, elastic-damping characteristics, frequency resonance, fluctuations

11 *Nazarov A. D., D.* Accuracy of balancing machines' tuning and of balancing on them of crankshaft and assembled crankshaft of the engines.
Accuracy of balancing machine tuning and of crankshaft and assembled crankshaft balancing of the engines.
Keywords: balancing machines, tuning, control rotors, balancing, accuracy

15 *Pavlenko P. D., Faskhiev H. A.* Typical running cycle of supersize building dump-body trucks
The typical motion cycle of supersize building cars-dump-body trucks which allows to study a mode loading details of their bearing systems and a running gear developed. Results allow to generate step blocks necessary for calculation of durability of details or carrying out of their accelerated bench tests
Keywords: the car-dump-body truck, a typical cycle, fatigue durability, durability, tests

24 *Kapustin V. P.* Basic researches with use mathematical oscillatory system models partial loading
In the article stated results of basic results of basic researches of vibratory нагружения elements to designs of transport equipment, run for mathematical models of oscillatory facility system to evacuations when changing its parameters in conditions of motion on the harmonic profile. Validity of calculations of mathematical modeling is evaluated by results conducted experimental ambulance machine studies on different types of roads, including on direct waves of harmonic profile.
Keywords: mathematical model, ambulance machine (facility to evacuations), transport equipment, load, moment of inertias, vibratory speedup

28 *Chichko A. N., Sobolev A. M., Zakharik A. M., Yatckevich J. V.* Software of foundry technologies designing
It is developed neironetwork algorithm and software for choice of prototypes casting systems on basis of analogues database.
Keywords: algorithm, area, catalogue, file, interface, macroparameters, neironetwork, program, system, technique

36 *Levov N. N.* Epoksioligomernaya adhesive composition for emergency repair parts of car
This paper is devoted to assessing the potential application of the new epoksioligomernoy arrangement for emergency repairs to parts of vehicles.
Keywords: emergency repairs, glue technology, epoksioligomernaya adhesive composition, parts of car

41 *Markov V. A., Devyanin S. N., Bykovskaia L. I.* Using Multipropellant Mixed Biofuels in Diesel Engines
The characteristic features of using multi-propellant mixed biofuels with rapeseed oil in diesel engines have been considered. The results of experimental research of a type D-245.12S vehicle diesel engine running on diesel fuel, rapeseed oil and rapeseed oil methyl ester multi-propellant mixtures have been shown. The dependence of fuel efficiency and exhaust emission characteristics on mixed biofuel components has been shown.
Keywords: diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil, rapeseed oil methyl ester, multipropellant mixed biofuels

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 17.03.2010. Подписано в печать 23.04.2010. Формат 60×88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 7,25. Заказ 911. Тираж 168 экз.
Отпечатано в ЗАО "Компания ИМАДЖВЕЙВ". 119607, г. Москва, Мичуринский проспект, д. 27, стр. 2