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

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"

Зам. главного редактора
И. А. Хороманская

Редакционный совет

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

Корпункты:
в Республике Беларусь
(г. Минск), Я. Е. Карповский
Тел.: (10-375-17) 214-33-71, 217-90-38
в Украине (г. Харьков),
В. Г. Дьяченко
Тел. (10-380-572) 707-68-48

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

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

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

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 37349,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

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

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

За содержание рекламных материалов ответственность несет рекламодатель.

Грузовик
с приложением

Ежемесячный научно-технический и производственный журнал

В НОМЕРЕ

Конструкция

2 *Яковлев П. В., Драгунов Г. Д.* Частотный анализ динамической системы автомобиля УРАЛ-63685

11 *Щурин К. В., Савинков А. Н.* Концепция формирования конструктивных параметров подвижного состава городского пассажирского транспорта

17 *Сандуляк А. В., Сандуляк А. А., Свистунов Д. И., Сандуляк Д. А., Ершова В. А.* О возможностях трехоперационного (как минимально необходимого) магнитоконтроля ферропримесей бензина

Исследование. Расчет

24 *Базаева Н. С., Малиованов М. С., Хмелев Р. Н.* Особенности расчетного исследования поршневого двигателя внутреннего сгорания как единой динамической системы

Экология

31 *Марков В. А., Нагорнов С. А., Девянин С. Н., Быковская Л. И.* Молекулярный и жирнокислотный состав биодизельных топлив, получаемых из растительных масел

Надежность

39 *Заятров А. В., Козловский В. Н.* Исследование эксплуатационной надежности современных легковых автомобилей

Информация

43 *Арзамасцев Л. И., Синельников А. Ф.* Вопросы классификации автомобильных двигателей

Поздравления

46 *Поздравляем с юбилеем* Реваза Зурабовича Кавтарадзе

48 *Abstracts of articles*

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

10'2011

УДК 621.822

П. В. Яковлев,
канд. техн. наук,
Г. Д. Драгунов,
д-р техн. наук,
Южно-Уральский гос. ун-т,
г. Челябинск,
тел. (351) 267-94-41

Частотный анализ динамической системы автомобиля УРАЛ-63685

Одной из важнейших характеристик динамической системы автомобиля является спектр собственных частот. Правильное формирование этого спектра при проектировании передачи и знание параметров собственных колебаний необходимо для исследования особенно опасных для силовых передач транспортных средств резонансных режимов работы. За счет этого можно добиться допустимого уровня вредного влияния резонансных режимов на долговечность силовой передачи.

Ключевые слова: *автомобиль Урал-63685, динамическая система, упругая характеристика, собственные частоты, частотный анализ, метод Толле.*

Введение. В работах [1, 2] авторами статьи рассматривалась трансмиссия автомобиля-тягача типа Урал, оснащенная новой раздаточной коробкой с возможностью переключения передач на ходу: была предложена конструкция раздаточной коробки и механизма переключения передач в ней, а также рассматривались вопросы динамического нагружения трансмиссии полноприводного автомобиля, источником которого задавалось в основном только кинематическое рассогласование элементов трансмиссии, возникающее при разрыве силового потока. На способ переключения передач в указанной раздаточной коробке получен патент РФ [3]. В настоящий момент ведутся работы по созданию многовальной механической коробки передач транспортных машин с аналогичным способом переключения передач, что определило необходимость более полного исследования частотных и резонансных режимов.

В представленной работе показан частотный анализ динамической системы автомобиля-тягача Урал-63685 (полное название: шасси Урал-63685-1110-03), оснащенного действующим макетом экспериментальной восьмиступенчатой коробки передач, проводимый с целью снижения нагруженности трансмиссии и повышения ее надежности. В проводимых исследованиях переходные и ударные процессы в трансмиссии моделируются на ЭВМ, упруго-диссипативные и прочностные характеристики силовой передачи и направляющих элементов подвески измеряются на серийном автомобиле.

Силовые передачи в основном состоят из элементов с линейными упругими характеристиками. Линейность характеристик искажается наличием зазоров в соединениях, проскальзыванием фрикционных элементов, нелинейной деформацией резиновых элементов в упругих муфтах и шинах, пробуксовкой колесных и гусеничных движителей, а также другими факторами. В общем случае силовая передача должна описываться нелинейной динамической моделью. Но определить собственные частотные характеристики такой модели практически невозможно, ибо нелинейная модель в принципе обладает бесконечным числом собственных частот. Поэтому при решении инженерных задач для определения частот собственных колебаний передачи обычно нелинейные элементы заменяют линеаризованными [4].

Известно, что при свободных колебаниях величина демпфирования колебаний масс не оказывает существенного влияния на значения собственных частот колебательной системы [5], поэтому при практическом определении собственных частот силовых передач обычно принимают допущение о том, что трение в системе отсутствует.

Тогда, на основе уравнения Лагранжа, движение n-массовой системы при свободных колебаниях

может быть описано следующей системой дифференциальных уравнений

$$\left.\begin{aligned}
&I_1\ddot{\varphi}_1 + C_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) = 0;\\
&I_2\ddot{\varphi}_2 - C_{1,2}(\varphi_1 - \varphi_2) + C_{2,3}(\varphi_2 - \varphi_3) = 0;\\
&\ldots\\
&I_i\ddot{\varphi}_i - C_{i,i-1}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + C_{i,i+1}(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0;\\
&\ldots\\
&I_{n-1}\ddot{\varphi}_{n-1} - C_{n-2,n-1}(\varphi_{n-2} - \varphi_{n-1}) +\\
&+ C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0;\\
&I_n\ddot{\varphi}_n + C_{n-1,n}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = 0,
\end{aligned}\right\} \quad (1)$$

где $I_1, I_2, ..., I_n$ — моменты инерции масс; $C_{1,2}, C_{2,3}, ..., C_{n-1}, n$ — жесткость их связей; $\varphi_1, \varphi_2, ..., \varphi_n$ — углы поворота масс; $\ddot{\varphi}_1, \ddot{\varphi}_2, ..., \ddot{\varphi}_n$ — ускорения масс в колебательном движении.

После сложения уравнений движения для каждой массы, входящих в систему (1), получаем дифференциальное уравнение

$$I_1\ddot{\varphi}_1 + I_2\ddot{\varphi}_2 + ... + I_i\ddot{\varphi}_i + ...I_n\ddot{\varphi}_n = 0. \quad (2)$$

Общее решение системы (2) ищется в виде

$$\varphi_i = \sum_{i=1}^{n-1} A_i \sin(\omega_{wi}t + \varepsilon_i), \quad (3)$$

где A_i — амплитуда колебания i-й массы; ω_{wi} — собственная угловая частота i-й массы; ε_i — фазовый угол.

После сокращения каждого уравнения системы (1) на общий множитель $\sin(\omega_{wi}t + \varepsilon_i)$ и соответствующего преобразования получим

$$\left.\begin{aligned}
&A_2 = A_1 - \omega_w^2 \frac{1}{C_{1,2}} I_1 A_1;\\
&\ldots\\
&A_1 = A_{i-1} - \omega_w^2 \frac{1}{C_{i-1,i}} \sum_{i=1}^{i-1} I_i A_i;\\
&\ldots\\
&A_n = A_{n-1} - \omega_w^2 \frac{1}{C_{n-1,n}} \sum_{i=1}^{i-1} I_i A_i,
\end{aligned}\right\} \quad (4)$$

где ω_w — частота возбуждающих колебаний.

Однако отыскание частот и форм собственных колебаний для многомассовых систем с использованием системы уравнений движения типа (4) является сложным. Поэтому, когда число масс в системе более трех, пользуются обычно другими методами.

Отыскание собственных частот многомассовых моделей возможно осуществлять матричным методом: уравнения движения записывают в матричной форме и, используя свойства матриц, определяют собственные числа и векторы системы. При расчетах на ЭВМ можно использовать стандартные математические пакеты, как например MatLab. Метод применим для расчета как цепных, так и разветвленных моделей; как для расчета свободных, так и вынужденных колебаний.

Для расчета собственных частот модели может использоваться также метод передаточных функций. При этом обычно используется преобразование Лапласа, с помощью которого система дифференциальных уравнений приводится к системе алгебраических. Достоинством метода является то, что он позволяет получать аналитические выражения для частотных и амплитудных характеристик колебательного процесса. Недостатком является сложность применения для многозвенных систем.

Известны также другие методы определения собственных частот и форм колебаний, например, графоаналитический [6], но они используются реже. Практические способы нахождения собственных частот и форм колебаний многомассовых систем в большинстве основаны на решении системы уравнений (4) путем последовательных подстановок пробных значений ω_w. Таковы базирующиеся на этом методе, отличающиеся друг от друга вычислительными методиками, методы Льюиса, Стодола, Терских, Толле, Хольцера и другие [5, 7].

Метод Терских, или метод цепных дробей [8] используется для изучения

системы по частям или в целом. Сущность его заключается в определении величины эквивалентной динамической жесткости с помощью цепной дроби. Достоинством метода является возможность получения уравнений собственных частот колебаний в виде цепных дробей по виду модели без вывода дифференциальных уравнений. Метод применим для исследования как собственных, так и вынужденных колебаний. Кроме того, данный метод легко алгоритмизируется для ЭВМ. Недостатком его является то, что для сложных разветвленных моделей получаются громоздкие уравнения, а также то, что в цепных дробях имеются точки разрыва, что затрудняет реализацию на ЭВМ.

Методика исследования. Одним из самых распространенных методов является метод Толле, или метод остатка. Он основан на равенстве нулю суммы моментов сил упругости и сил инерции масс системы при собственных колебаниях [5].

Обозначая моменты сил упругости участков вала через $M_{1,2}$; $M_{2,3}$; ..., $M_{n-1,n}$, а относительные амплитуды угловых колебаний масс через $a_1, a_2, ..., a_n$, из системы (4) получим следующую систему алгебраических уравнений

$$\left.\begin{aligned} &M_{1,2} = -I_1 a_1 \omega^2; && a_2 = a_1 + \frac{M_{1,2}}{C_{1,2}};\\ &M_{2,3} = M_{1,2} - I_2 a_2 \omega^2; && a_2 = a_2 + \frac{M_{2,3}}{C_{2,3}};\\ &\ldots\\ &M_{n-1} = M_{n-2,n-1} - I_{n-1}\omega^2; && a_n = a_{n-1} + \frac{M_{n-1,n}}{C_{n-1,n}}. \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

В соответствии с этим методом осуществляется расчет величины упругого момента на каждом участке передачи при возбуждении колебаний с некоторой пробной частотой ω. Если заданная частота ω не равна собственной частоте системы, то на условном участке схемы с номерами масс n; $n + 1$, расположенным за ее последним участком, будет действовать некоторый остаточный момент $R = M_{n,n+1}$. Чем более величина заданной частоты ω отличается от собственной частоты модели, тем больше остаточный момент R.

Для наглядного отображения результатов вычислительного процесса возможно построить график зависимости R/ω^2 от ω. Он представляет собой гладкую, без разрывов кривую, которая столько раз пересекает нулевую линию, сколькими собственными частотами обладает модель, за исключением одной, принимаемой равной нулю.

Таким образом, метод Толле обеспечивает наглядность представления процесса вычислений, что значительно облегчает их проверку. Вычисляемые на каждом шаге относительные амплитуды масс системы позволяют построить форму колебаний. Расчетная формула метода Толле представляет собой удобный алгоритм для программирования. Применение этого метода эффективно также для исследования установившихся вынужденных колебаний динамических моделей. Кроме того, при помощи этого метода возможно целенаправленное изменение параметров модели для получения заданных частот в ее собственном частотном спектре.

В табл. 1 приведены значения частот собственных колебаний системы исследуемого автомобиля УРАЛ-63685, полученные как расчетом, так и экспериментально. В расчетах принимались передаточные числа коробки передач i_k и передаточное число главной передачи i_0. Поскольку применялись методы тензометрирования момен-

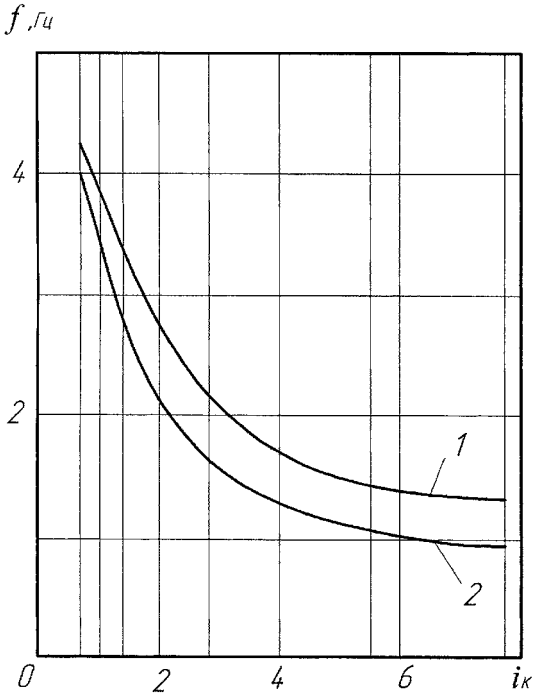

Рис. 1. Зависимость низшей частоты собственных колебаний трансмиссии от передаточных чисел коробки передач:

1 — M_a = 11 т; 2 — M_a = 28 т

Таблица 1

Частоты собственных колебаний

Номер передачи		1	2	3	4	5	6	7	8
Передаточные числа i_k		6,88	4,86	3,50	2,74	1,97	1,39	1	0,78
Передаточные числа $i_k i_0$		33,024	23,328	16,800	13,152	9,456	6,672	4,8	3,744
Номер и величина собственных частот трансмиссии f_i, Гц	1	0,93	1,06	1,27	1,49	2,21	2,75	3,7	4,2
	2	1,7	1,71	1,74	1,83	1,61	1,63	1,64	1,64
	3	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85	1,85
	4	7,57	7,57	7,57	7,57	7,57	7,57	7,57	7,57
	5	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48	9,48
	6	9,58	9,58	9,58	9,58	9,58	9,58	9,58	9,58
	7	11,73	11,7	11,85	11,79	11,93	11,94	11,95	11,94
	8	14,08	14,07	14,08	14,05	13,89	13,62	13,67	12,98
	9	14,24	14,22	14,25	14,17	14,12	14,11	14,11	14,11
	10	34,94	30,42	30,42	23,07	28,18	24,57	24,84	20,88
	11	53,21	53,21	53,21	53,21	53,21	53,21	53,21	53,21
	12	55,44	55,44	55,44	55,44	55,44	55,44	55,44	55,44
	13	58,93	58,93	58,93	58,93	58,93	58,93	58,93	58,93
	14	60,27	56,22	67,67	62,13	57,9	57,5	76,16	71,89
	15	76,5	72,98	96,56	73,09	82,19	81,5	103,7	82,8
	16	137,93	136,49	145,21	136,7	159,12	161,5	175,63	165,28
	17	294,04	294,01	294,15	294,02	294,68	295,15	295,15	294,96

тов на карданных валах, полуосях ведущих мостов и вертикальных нагрузок на балках мостов, то удалось замерить лишь низшие частоты крутильных колебаний системы и вертикальных колебаний подрессоренной массы. Как видно из приведенной таблицы, силовая передача автомобиля-тягача УРАЛ-63685 многочастотна.

Для цели исследования наиболее существенный интерес представляют низкочастотные колебания, так как изучаются переходные процессы. Здесь наблюдается следующая тенденция, на низших передачах в коробке передач первая (низшая) частота трансмиссии имеет наименьшее значение по сравнению с остальными частотами. Далее идет частота продольно-угловых колебаний подрессоренной массы автомобиля, затем вертикальных колебаний подрессоренной массы, далее вертикальных колебаний неподрессоренных масс мостов и т. д.

В табл. 2 указана принадлежность каждой частоты к своему контуру, определенная по парциальным частотам и по формам колебаний, которые строятся по собственному вектору колебаний, полученному в результате расчетов [2].

На рис. 1 приведены графики зависимости низшей частоты колебаний трансмиссии автомобиля от передаточного числа коробки передач при изменении полной массы автомобиля. Как видно, низшая частота трансмиссии существенно меняется от передаточного числа коробки передач, характер изменения близкий к гиперболическому. С увеличением передаточного числа частота собствен-

Таблица 2

Принадлежность частот собственных колебаний к контурам

Частота	Колебательный контур
f_1	Низшая частота системы, соответствующая колебательному контуру "маховик двигателя — поступательно движущаяся масса автомобиля"
f_2	Продольно-угловые колебания подрессоренной массы
f_3	Вертикальные колебания подрессоренной массы
f_4	Вертикальные колебания неподрессоренной массы переднего моста
f_5	Вертикальные колебания неподрессоренной массы промежуточного моста
f_6	Вертикальные колебания неподрессоренной массы заднего моста
f_{11}	Продольные колебания неподрессоренной массы промежуточного моста
f_{12}	Угловые колебания балансира
f_{13}	Продольные колебания неподрессоренной массы заднего моста
f_7—f_{10}, f_{14}—f_{17}	Крутильные колебания различных участков трансмиссии

ных колебаний уменьшается. Это объясняется тем, что приведенная жесткость трансмиссии с увеличением передаточного числа уменьшается более значительно, чем приведенный момент инерции поступательно движущейся массы автомобиля.

Зависимости на рис. 2 отражают тот факт, что с увеличением номера включенной передачи низшая собственная частота колебаний трансмиссии становится выше частот продольно-угловых и вертикальных колебаний подрессоренной массы автомобиля (кривые 5 и 6 соответствуют включению VI и VIII передач). Из этого же рисунка видна нелинейная зависимость собственных частот продольно-угловых и вертикальных колебаний в зависимости от массы автомобиля.

На рис. 3 показаны зависимости изменения низшей частоты собственных колебаний трансмиссии от отношения геометрических параметров *a* и *b* (*a* — расстояние от опорной поверхности до оси вращения переднего моста; *b* — расстояние от опорной поверхности до оси вращения балансира задней тележки), определяющих положение

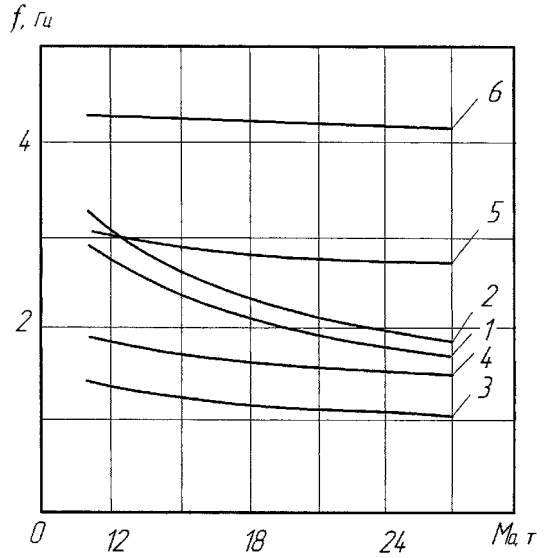

Рис. 2. Зависимость от массы автомобиля частот собственных продольно-угловых и вертикальных колебаний подрессоренной массы (1, 2), низшей частоты крутильных колебаний трансмиссии на II, IV, VI, VIII передачах (3—6)

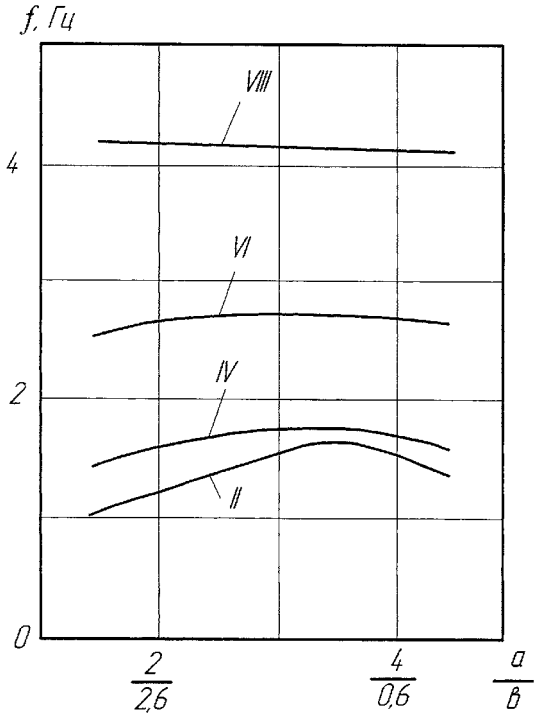

Рис. 3. Зависимость низшей частоты собственных колебаний трансмиссии от расположения центра масс автомобиля

центра масс автомобиля при включении различных передач в коробке передач. В соответствии с рекомендациями [4], отношение a/b было принято равньм 3,51.

Видно, что если на низших передачах с уменьшением отношения от принятого 3,51 эта собственная частота колебаний несколько снижается, то на высших передачах она практически не зависит от положения центра масс. Это объясняется тем, что на низших передачах связанность колебаний трансмиссии и подвески более "сильная", чем на высших и поэтому смещение центра масс от центра жесткости подрессоренной системы существенно влияет на низшую частоту собственных колебаний трансмиссии.

На рис. 4 приведены зависимости изменения частот собственных вертикальных колебаний неподрессоренных масс автомобиля УРАЛ-63685, из которых видно, что частота колебаний переднего моста не зависит от отношения a/b, частоты вертикальных колебаний ведущих мостов балансирной тележки также незначительно зависят от этого отношения.

На рис. 5 приведены зависимости изменения частот собственных продольно-

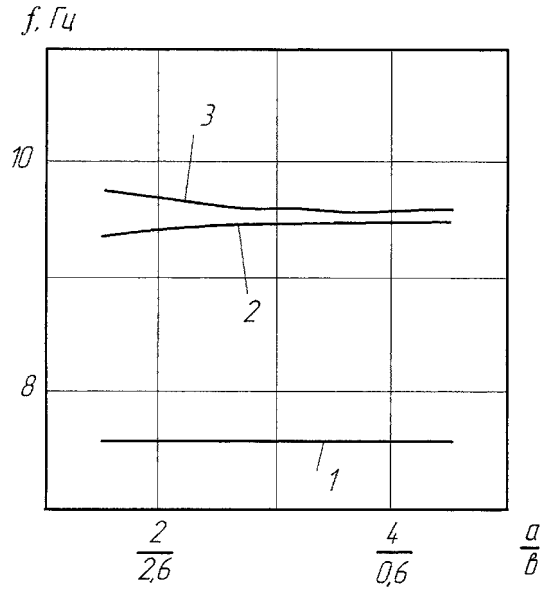

Рис. 4. Зависимость частот собственных вертикальных колебаний неподрессоренных масс мостов от положения центра масс автомобиля

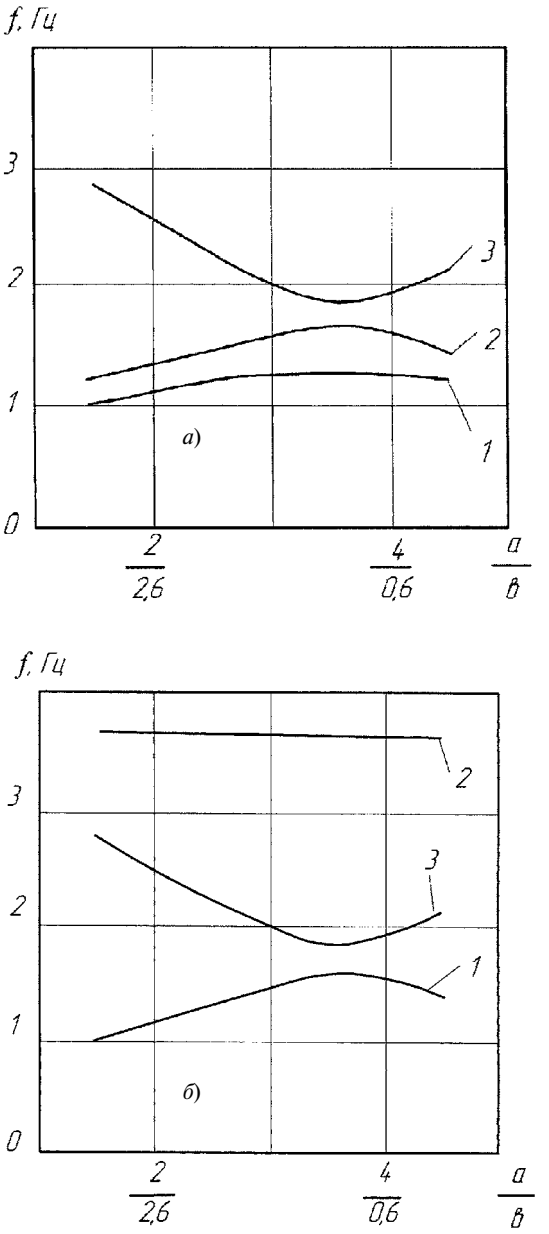

Рис. 5. Зависимость от расположения центра масс автомобиля частот собственных продольно-угловых и вертикальных колебаний подрессоренной массы (1, 3), низшей частоты трансмиссии (2) на II и VII передачах (а, б)

угловых, вертикальных и низшей частоты собственных колебаний трансмиссии при включении III и VII передач в зависимости от расположения центра масс автомобиля. С уменьшением отношения a/b от принятого 3,51, при включении в коробке передач третьей передачи, наблюдается увеличение связанности продольно-угловых и вертикальных колебаний подрессоренных масс с колебаниями транс-

миссии. При установке же в коробке передач седьмой передачи, наблюдается весьма слабая связанность. Увеличение связанности с увеличением передаточного числа в трансмиссии объясняется тем, что продольно-угловые и вертикальные колебания подрессоренной массы начинают существенным образом влиять на низшую частоту трансмиссии через реактивные моменты ведущих

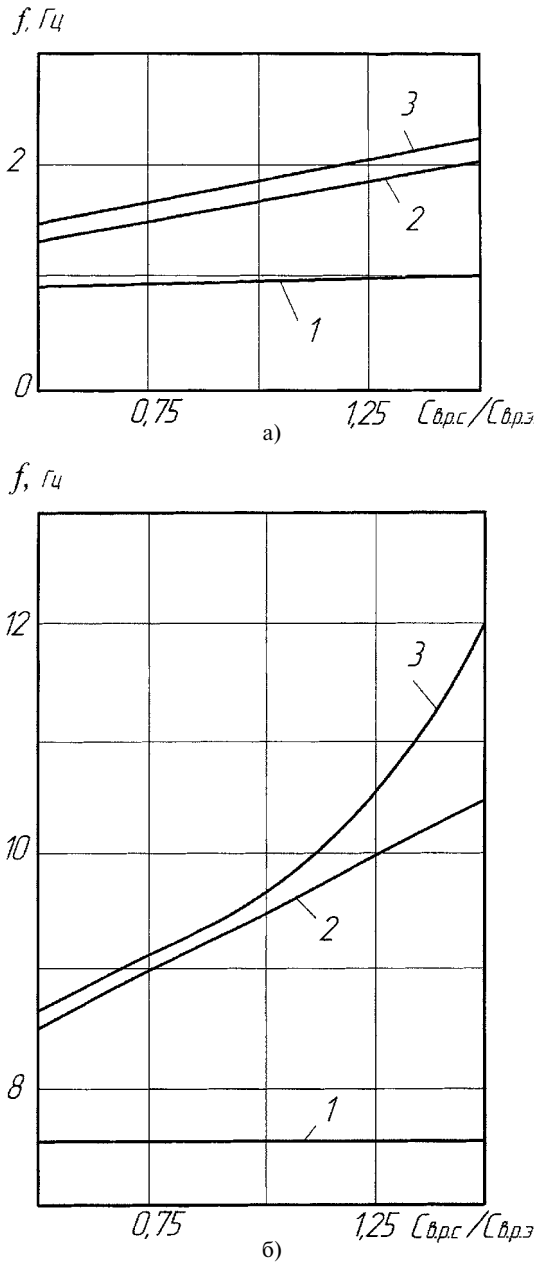

Рис. 6. Зависимость от относительных вертикальных жесткостей рессор:

а) низшей частоты собственных крутильных колебаний трансмиссии (1), частот продольно-угловых (2) и вертикальных (3) колебаний подрессоренной массы автомобиля; б) частот собственных вертикальных колебаний неподрессоренных масс мостов

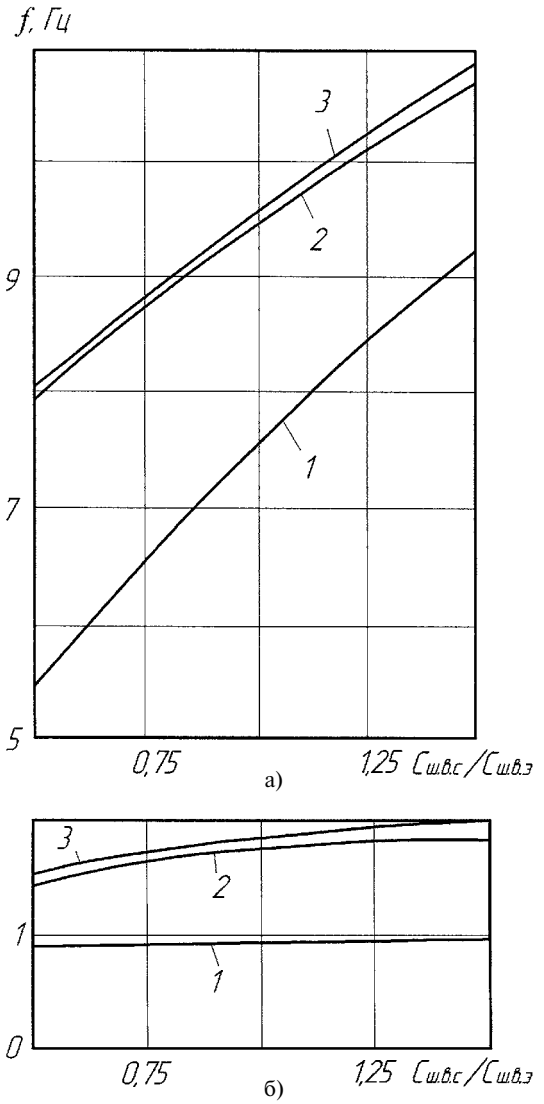

Рис. 7. Зависимость от относительных вертикальных жесткостей шин:

а) частот собственных вертикальных колебаний неподрессоренных масс мостов; б) низшей частоты собственных крутильных колебаний трансмиссии (1), частот продольно-угловых (2) и вертикальных (3) колебаний подрессоренной массы автомобиля

мостов, которые существенно выше, чем на высших передачах.

На рис. 6, а приведены зависимости изменения частот собственных продольно-угловых и вертикальных колебаний подрессоренной массы автомобиля и низшей частоты трансмиссии в зависимости от изменения вертикальной жесткости рессор переднего моста и балансирной подвески. На рисунке обозначены $C_{в.р.с}$ и $C_{в.р.э}$ — вертикальные жесткости рессор серийного и экспериментального автомобиля соответственно. В выбранном диапазоне изменения жесткостей рессор частоты собственных продольно-угловых колебаний и верти-

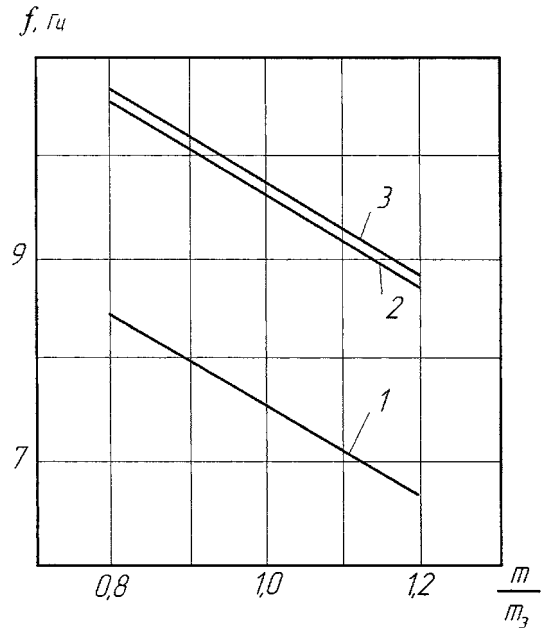

Рис. 8. Частоты собственных вертикальных колебаний неподрессоренных масс мостов

кальных колебаний подрессоренных масс изменялись до 20 %.

Если предыдущая зависимость показывала линейный характер изменения частот колебаний подрессоренных масс автомобиля от изменения отношения $C_{в.р.с}$ и $C_{в.р.э}$, то частоты колебаний подрессоренных масс (рис. 6, б) имеют более сложный характер изменения.

Весьма существенно на частоты колебаний подрессоренных масс исследуемого автомобиля влияет изменение вертикальных жесткостей шин. На рис. 7, а приведены зависимости изменения этих частот в зависимости от отношения $C_{ш.в.с}/C_{ш.в.э}$ (отношение жесткости шин серийного автомобиля к жесткости шин, установленных на экспериментальном автомобиле). Как видно, изменение вертикальной жесткости шин от установленной в пределах +25 % приводит к изменению собственных частот колебаний неподрессоренных масс почти на 15 %; если при $C_{ш.в.с}/C_{ш.в.э} = 0{,}75$ собственная частота вертикальных колебаний переднего моста составляет 6 Гц, то при $C_{ш.в.с}/C_{ш.в.э} = 1{,}25$ составляет 8 Гц.

Полученные зависимости весьма важны, поскольку в процессе доработки новых автомобилей вполне возможны изменения рекомендуемого внутреннего давления воздуха, типа шин, а следовательно, изменения их вертикальных жесткостей.

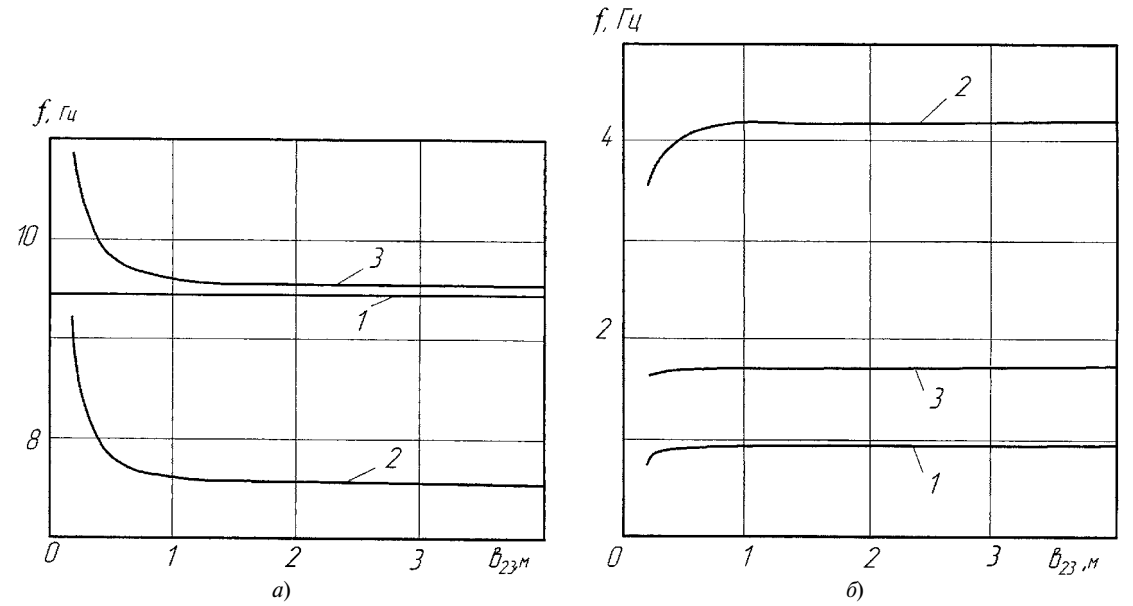

Рис. 9. Зависимость частот собственных колебаний от величин радиусов мгновенных вращений ведущих мостов:

а) вертикальные колебания масс соответствующих мостов; б) 1, 2 — низшая частота крутильных колебаний трансмиссии на I и VIII передачах; 3 — продольно-угловые колебания подрессоренной массы; b_{23} — радиусы мгновенного центра вращения балансира задней тележки

Изменение отношения $C_{ш.в.с}/C_{ш.в.э}$, как видно из рис. 7, б, в тех же пределах несущественно влияет на частоты собственных колебаний подрессоренной массы и низшую частоту собственных колебаний трансмиссии.

Характерно, что изменение величин неподрессоренных масс в реально возможных пределах (рис. 8) приводит почти к линейной зависимости изменения частот собственных вертикальных колебаний. На рисунке обозначены m и $m_э$ — неподрессоренная масса мостов экспериментального автомобиля и серийного автомобиля соответственно. С уменьшением массы мостов частоты их собственных вертикальных колебаний увеличиваются.

Влияние углов наклона реактивных штанг балансирной тележки (радиусов мгновенных вращений ведущих мостов) на частоты собственных колебаний неподрессоренных масс, подрессоренной массы автомобиля и низшую частоту колебаний трансмиссии показано на графике рис. 9. Эти частоты практически не зависят от расстояния между точками крепления реактивных штанг и мгновенными центрами вращения мостов в реальных конструктивных пределах их изменения.

Выводы

1. Анализ методов решения инженерных задач для определения частот собственных колебаний динамической системы автомобиля-тягача УРАЛ-63685 показал преимущество метода Толле перед другими.

2. Применение метода Толле позволило: сделать более наглядным представление процесса вычислений, что значительно облегчает их проверку; на каждом шаге вычислений получать численные значения относительных амплитуд масс системы, что позволяет легко прогнозировать ожидаемую форму колебаний; расчетная формула метода Толле представляет собой удобный алгоритм для программирования.

3. В результате исследований системы был установлен спектр собственных частот колебаний трансмиссии и подвески автомобиля-тягача УРАЛ-63685, а также были выявлены особенности влияния параметров трансмиссии, системы подрессоривания, геометрических размеров основных элементов подвески автомобиля на собственные частоты этих колебаний.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Драгунов, Г. Д.** Новая раздаточная коробка для АТС высокой проходимости [Текст] / Г. Д. Драгунов, П. В. Яковлев, Е. П. Гонтарев, А. Н. Мартынов // Автомобильная промышленность, 2010. № 7. — С. 18—20. — М.: Машиностроение, 2010.
2. **Драгунов, Г. Д.** Влияние усилия, приложенного к механизму управления раздаточной коробки новой схемы, на время переключения и динамическую нагруженность трансмиссии [Текст] / Г. Д. Драгунов, П. В. Яковлев // Грузовик: Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай, 2010. № 12. — С. 2—10.
3. **Драгунов, Г. Д.** Патент РФ на изобретение № 2268162 "Способ и устройство переключения зубчатых передач в многоступенчатой коробке передач".
4. **Коловский, М. З.** Динамика машин [Текст] / М. З. Коловский. — Л.: Машиностроение, 1989.
5. **Маслов, Г. С.** Расчеты колебаний валов: Справочник [Текст] / Г. С. Маслов. — М.: Машиностроение, 1980.
6. **Лившиц, Г. С.** Угловые колебания системы "муфта сцепления — механизм выключения" // Совершенствование рабочих органов сельскохозяйственных машин и агрегатов: Тез. докл. / Г. С. Лившиц. — Барнаул, 1994.
7. **Orzelowski, S.** Dynamiczne obciazenia skretae ukladow napedowych samochodow // Rozprawa habilitacyjna / S. Orzelowski. — Politechnika Warszawska, 1990.
8. **Таболин, В. В**. О максимальном коэффициенте динамичности трансмиссии грузового автомобиля. [Текст] / В. В. Тоболин и др. // Автомобильная промышленность, 1983. — № 1.

УДК 656.132

К. В. Щурин,
д-р техн. наук,
А. Н. Савинков,
асп.,
ГОУ ВПО
Оренбургский
государствен-
ный универ-
ситет
Тел.:
8-922-807-63-24

Концепция формирования конструктивных параметров подвижного состава городского пассажирского транспорта

Рассмотрены основные конструктивные параметры подвижного состава городского пассажирского транспорта, в частности троллейбуса. Выделены основные проблемы и несовершенства в конструкции троллейбуса, которые подлежат изменению для создания транспортного средства для городских пассажирских перевозок, удовлетворяющего требованиям современных мегаполисов, крупных и средних городов. Предложены изменения в конструкции троллейбуса, трансформирующие его в автономное транспортное средство — электробус, с описанием алгоритма работы при различных условиях движения.

Ключевые слова: *троллейбус, электробус, дизель-генераторная установка, городской электрический транспорт, неавтономность.*

Изменение концептуальных основ формирования конструктивных параметров транспортных машин крупносерийного и массового производства возможно лишь на основе многокритериальной оптимизации, в процессе реализации которой решающими факторами являются технико-экономические, экологические и социотехнические показатели. К числу последних относится и создание новых учебных программ подготовки и переподготовки специалистов для сопровождения всех процессов инжиниринга машин нового поколения. Рассмотрим развитие данных тезисов на примере комплексной модернизации подвижного состава и инфраструктуры городского транспорта общего пользования.

В условиях современных мегаполисов и крупных городов проблема обеспечения эффективного функционирования наземного пассажирского транспорта общего пользования многофакторная оптимизация предполагает решение комплекса частных проблем, среди которых важнейшее место занимают системные задачи надежности, безопасности и соответствия показателей технического уровня конкретного вида транспорта и его инфраструктуры общей градообразующей концепции.

Высокая мобильность, способность оперативно реагировать на изменения пассажиропотоков делают автомобильный транспорт незаменимым при организации перевозок пассажиров. На его долю приходится почти половина пассажирооборота.

Автобусным транспортом обслуживается 1313 городов и поселков городского типа, наземным электрическим транспортом (трамвай, троллейбус) — 113 городов. Кроме того, автобусами обслуживаются свыше 78 тыс. сельских населенных пунктов. Основной альтернативой автобусу в кластере наземного городского пассажирского транспорта (ГПТ) является городской электрический транспорт (ГЭТ), в частности, троллейбус.

Первый троллейбусный маршрут появился значительно ранее автобусного. Он был организован в Германии в 1882 г. на основе изобретенного М. Шимманом и В. Сименсом нового вида транспорта троллейбуса. До появления первого в мире автомобиля оставалось еще четыре года, что и предопределило на многие годы приоритет концепции транспортного средства с электроприводом.

В России первый экспериментальный троллейбус был разработан и построен в 1902 г. под руководством выдающихся изобретателей П. А. Фрезе и С. И. Шу-

ленбурга. Однако в силу известных исторических причин действующая троллейбусная линия в нашей стране была введена в эксплуатацию только в 1933 г. в Москве. Претерпев с тех пор свыше 10 модернизаций конструкции, троллейбус и по сей день остается одним из основных видов общественного транспорта практически во всех крупных городах бывшего СССР, сохраняя свою привлекательность, прежде всего, благодаря относительно высоким показателям экологической чистоты, низкому уровню шума и невысокой себестоимости пассажирских перевозок. Очевидно, для средних городов значение этого вида транспорта будет сохраняться еще многие годы.

Иначе обстоит дело с использованием троллейбусного транспорта в крупных городах и мегаполисах. Крупнейшее в мире троллейбусное хозяйство находится сегодня в Москве, где на линиях общей протяженностью около 900 км работают около 1300 троллейбусов, осуществляя ежедневные перевозки более 3 млн пассажиров. По совокупности этих показателей Москву считают "троллейбусной столицей мира". В "трамвайной столице мира" — Санкт-Петербурге на маршрутах общей протяженностью 600 км эксплуатируются свыше 800 троллейбусов. Однако сегодня уже ясно, что для крупных городов лучшие времена этого вида транспорта остались в прошлом. Функционируя при постоянно усложняющихся условиях эксплуатации, троллейбус утрачивает свои известные преимущества, в то же время все более отчетливо проявляются его концептуальные и конструктивные недостатки, к которым в первую очередь следует отнести:

1. *Неавтономность*. Это свойство, обусловленное основной концепцией конструкции троллейбуса, особенно негативно проявляется в условиях аварийных ситуаций в энергосистемах городов, отказов собственных систем троллейбуса и устройств его электроснабжения, стихийных бедствий, боевых действий, терроризма и вандализма. При этом троллейбус полностью утрачивает функцию транспортного средства, превращаясь в помеху для других видов транспорта. Неавтономность троллейбуса обусловливает полное отсутствие возможности изменения маршрутов движения.

Многие годы неавтономность троллейбуса оправдывали экологическим несовершенством силовых агрегатов на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС), одновременно декларируя "низкий" КПД ДВС в сравнении с электроприводом. Оба аргумента в настоящее время являются несостоятельными. Современные ДВС, особенно дизельные, работающие на сжиженном газе и бензиновые с современными системами впрыска и турбонаддувом, оснащенные эффективными системами очистки выпускных газов, имеют высокие экологические показатели и, как правило, соответствуют жестким экологическим требованиям — не ниже Евро-3. Не следует забывать и того, что электроэнергия, потребляемая троллейбусным транспортом, вырабатывается в основном на тепловых электростанциях (ТЭС), экологические требования к которым менее жесткие в сравнении даже с Евро-1, то есть "выпускная труба" троллейбуса, находящаяся от него на некотором расстоянии, в удельном выражении выдает населению и окружающей среде вредных выбросов больше выхлопной трубы современного транспортного ДВС. Количественный анализ вредных компонентов выпускных газов (CO, CO_2, NO, CH и др.) показывает, что их удельное соотношение — в расчете на 1 кВт · ч выработанной электроэнергии — для ТЭС в 1,5—3 раза (в зависимости от вида топлива) хуже, чем для ДВС, соответствующих экологическим требованиям Евро-3. То есть загрязнение окружающей среды троллейбусным транспортом происходит, но не в зоне движения транспортного средства, а в местах расположения генерирующих установок — источниках его энергии. Зачастую генерирующие установки ТЭС расположены непосредственно в городах или на территориях, прилегающих к ним.

Что же касается более высокого КПД троллейбуса, то это утверждение также не выдерживает критики: оно справедливо лишь без учета КПД всей системы электроснабжения подвижного состава. КПД современного автобуса достигает 35—37 %, а у троллейбуса этот комплексный показатель с учетом потерь в генерирующих установках и инфраструктуре электроснабжения не превышает 28 %. В связи с изложенным очевидным является вывод об экономической нецелесообразности использования неавтономного наземного городского транспорта. К этому выводу, к примеру, давно пришли в США, где в структуре наземного, в том числе железнодорожного транспорта,

практически полностью отсутствует неавтономный подвижной состав.

2. *Низкие маневренные свойства.* Это отрицательное свойство обусловлено, в первую очередь, неавтономностью троллейбуса, а также кинематической схемой и низким уровнем надежности устройства токосъема. Занимая широкую полосу движения, как правило, общую с другими видами транспорта, троллейбус, в случае возникновения отказа собственной энергетической или ходовой системы, а также технической инфраструктуры электроснабжения, становится препятствием для транспорта, следующего за ним. В случае возникновения нештатной ситуации, например ДТП у впереди идущего транспорта, троллейбус в силу ограниченности поперечного маневра не может продолжить движение. Возникающая при этом сложная дорожная ситуация усугубляется еще и тем, что одновременно останавливаются и другие троллейбусы, находящиеся на данном участке контактной сети. Восстановление нормального движения связано с большими затратами времени и требует существенных организационно-технических усилий. Весьма отчетливо этот недостаток был многократно продемонстрирован в Москве в зимние периоды 2009—2010 гг. Большое количество снега, выпавшее на территории города, стало серьезным препятствием для движения троллейбусного транспорта. Во многих местах городских троллейбусных маршрутов образовывались заторы, причиной которых стали троллейбусы. Ограниченность поперечного маневра не позволяла им объехать стихийно возникавшие преграды. Для снижения напряженности дорожной ситуации руководство города было вынуждено неоднократно прекращать движение троллейбусов на многих маршрутах. Аналогичные ситуации постоянно возникают и в других крупных городах.

С увеличением числа участников дорожного движения такие характеристики одного из массовых видов городского транспорта становятся недопустимыми.

3. *Сложность и нерациональность инфраструктуры функционирования.* Технический комплекс, необходимый для обеспечения функционирования троллейбусного транспорта, включает тяговые подстанции, устройства и сооружения контактной сети, диагностическую и ремонтно-восстановительную технику и многие другие дорогостоящие основные и оборотные фонды, требующие значительных материальных затрат и большого количества рабочих мест для их обслуживания, что является существенным обременением для бюджета городского хозяйства. Кроме того, большинство мегаполисов и крупных городов испытывают "энергетический голод", а системы их электроснабжения работают с перегрузкой. В этой ситуации важнейшим тактическим мероприятием является сокращение числа потребителей электроэнергии путем их перевода на другие источники энергии. По нашей оценке троллейбусный транспорт Москвы ежегодно потребляет свыше 500 млн кВт · ч электроэнергии и является одним из первых кандидатов на реформирование.

4. *Снижение уровня архитектурной привлекательности города и безопасности жизнедеятельности населения.* Присутствующие в городском ландшафте сооружения и устройства электроснабжения троллейбусного транспорта с многочисленными столбами-опорами и паутиной контактной сети придают ему промышленный облик, нивелируя черты его историко-культурной и архитектурной привлекательности. Одновременно наличие опасных для жизни электротехнических устройств высокого напряжения непосредственно в среде обитания горожан неоднократно приводило к тяжелым последствиям: травмам и гибели людей, пожарам и дорожно-транспортным происшествиям.

Перечисленные негативные свойства троллейбусного транспорта требуют принятия незамедлительных организационно-технических решений, связанных с его реформированием. Практически все ведущие западные страны энергично ликвидируют троллейбус. На его родине — в Германии — он исчез из транспортных систем 70 городов, оставшись лишь в трех, в США троллейбус ликвидирован в 37 городах из 39, в Великобритании он исчез полностью еще в 1972 г. Сегодня более половины мирового троллейбусного парка эксплуатируется в городах России и стран, ранее составлявших СССР.

Вместе с тем, многолетний опыт производства троллейбусов позволил довести показатели их технического уровня до мировых. И при сравнении технического уровня продукции российских предприятий по выпуску автобусов и троллейбусов, следует отдать предпочтение последним.

Авторами предложена концепция и совокупность конкретных технических решений по изменению конструкции троллейбуса до уровня автономного электробуса, что существенно повышает показатели технического уровня городского пассажирского транспорта общего пользования.

Основу конструктивной концепции электробуса составляет его максимальная унификация с конструкцией троллейбуса: отличие состоит только в отсутствие оборудования для внешнего токосъема. Все остальные узлы, агрегаты и системы, включая тяговый электродвигатель, трансмиссию и систему управления, остаются неизменными в новой конструкции. В качестве энергетического модуля электробуса используется дизель-генераторная установка переменно-постоянного тока, общая мощность которой складывается из мощностей, необходимых на тягу (частичное покрытие потребностей) и собственные нужды (отопление и кондиционирование, светотехника и др.). Расчеты показали, что мощность дизель-генераторной установки должна составлять не менее 80 кВт. Использование электрической передачи переменно-постоянного тока, состоящей из синхронного генератора, выпрямительной установки, штатного тягового электродвигателя постоянного тока и системы управления, позволит без дополнительных трудностей осуществлять внутреннюю рекуперацию электроэнергии при торможении электробуса, когда тяговый двигатель переводится в режим генератора, а вырабатываемая им электроэнергия поглощается батареей накопителей энергии с последующим возвратом на тягу и собственные нужды. С учетом того, что подвижной состав ГПТ работает в режиме маятника (разгон—торможение—разгон—...), наличие внутренней рекуперации позволит существенно повысить значение общего КПД электробуса и за счет этого в 2—2,5 раза снизить установленную мощность энергетического модуля, который будет работать в основном на постоянных оборотах, выполняя функции подпитки батареи накопителей энергии для компенсации механических потерь. Такой режим работы позволит дополнительно, и весьма существенно — в 3—5 раз снизить уровень вредных компонентов в выпускных газах ДВС, который, как известно, резко возрастает на переходных режимах.

Алгоритм работы электробуса представлен на рисунке.

Перед началом движения электробуса, накопительные элементы должны быть заряжены.

Алгоритм работы электробуса

Контроль значения напряжения на накопительных элементах осуществляется системой управления силовой установки. Если значение напряжения ниже заданной величины, то происходит пуск дизель-генераторной установки и осуществляется зарядка электроэнергией накопительных элементов. При падении тока зарядки ниже установленного значения происходит остановка дизель-генераторной установки.

При нажатии на педаль "газа" и удержании ее в неизменном положении системе управления подается сигнал, запускающей тяговый двигатель, который разгоняет электробус с определенным ускорением до заданной скорости, далее при неизменном положении педали происходит равномерное движение. В этом режиме движения питание на тяговый двигатель подается от накопителей энергии, которые по мере разряжения заряжаются от дизель-генератора.

При резком ускорении электробуса для снятия чрезмерно высокой нагрузки на накопительных элементах, системой управления пускается дизель-генераторная установка (ДГУ), которая включается в схему параллельно накопительным элементам, в результате чего питание тягового двигателя осуществляется от двух источников тока.

При движении накатом, питание тягового двигателя отключено, и в зависимости от значения напряжения в это время возможна подзарядка накопительных элементов от ДГУ.

Электробус оснащен системой рекуперации, то есть нажатии на педаль "тормоза" подается сигнал системе управления, переводящей тяговый двигатель в режим генератора, который осуществляет замедление электробуса вплоть до полной остановки определенным замедлением, зависимым от положения педали тормоза.

При экстренном торможении, параллельно рекуперативному торможению включается пневматическая тормозная система, которая увеличивает тормозную эффективность электробуса.

В качестве базового экипажа при создании опытного образца электробуса, отработки его конструкции и последующего серийного производства возможно использование экипажной части и силовых агрегатов практически любого троллейбуса, в первую очередь — троллейбусов семейства АКСМ-201, выпускаемых УП "Белкоммунмаш" (г. Минск), а также троллейбусов производства завода "Тролза" (г. Энгельс), завода ЛиАЗ (на базе автобуса ЛиАЗ-5256) и др.

С целью унификации подвижного состава городского пассажирского транспорта и повышения его технического уровня, в первую очередь — энергетических и экологических показателей, в мегаполисах целесообразна замена электробусами и существующего автобусного парка. В настоящее время имеются необходимые расчетно-компоновочные решения конструкции электробуса, что позволит при создании соответствующих условий в сжатые сроки выполнить этапы НИОКР и подготовки производства.

Производство электробусов целесообразно осуществлять одновременно по двум вариантам:

1. Переоборудование троллейбусов, высвобождающихся вследствие отмены действующих сегодня городских троллейбусных маршрутов, а также в процессе капитального ремонта с продлением ресурса и модернизацией троллейбусов.

2. Изготовление электробусов на базе троллейбусов, серийно выпускаемых в настоящее время.

Таким образом, проблема модернизации городского транспорта может быть решена на базе известных конструкций подвижного состава с высокими показателями технического уровня, без коренной реконструкции производственных мощностей заводов-изготовителей и эксплуатационных предприятий.

Осознание важности рассматриваемой проблемы переводит ее в область практических решений. Большинство известных автопроизводителей энергично адаптируют гибридные силовые агрегаты в конструкции своих серийно выпускаемых и новых моделей. Наибольших успехов в этом направлении добились Toyota (легковые автомобили), Volvo (грузовые автомобили), MAN (автобусы). Руководители Toyota декларируют намерение достижения в 2014 г. 85 % объема производства автомобилей с гибридным приводом.

Известные всем энергетические и транспортные проблемы крупнейшего города СНГ — Москвы, как и многих других крупных городов, побуждают их руководителей к принятию решений, концептуально близких к предлагаемым в настоящей статье. Так, Правительством Москвы принято решение об изъятии с городских маршрутов двухсекционных троллейбусов, ликвидации в 2011 г. троллейбусных маршрутов в центре города и полной ликвидации городского троллейбусного транспорта в ближайшей перспективе. Взамен предлагается закупить за рубежом автобусы с гибридными силовыми установками. Таким образом, на месте одной проблемы возникают несколько: куда девать сотни выводимых из эксплуатации, зачастую практически новых троллейбусов; как одномоментно создать систему ТО и ремонта закупаемого подвижного состава; где взять обученные кадры для эксплуатации и ремонта новой сложной техники? И многие другие вопросы, в том числе финансовые и социальные.

Полагаем, что решение рассмотренной здесь транспортной проблемы в рамках изложенного нами подхода будет отвечать принципам многофакторной оптимизации и обеспечит комплексный технико-экономический, экологический и социальный эффект.

Материалы данной статьи в значительной степени отражают тенденцию мирового машиностроения к "гибридизации" силовых агрегатов транспортных и технологических мобильных машин. Это обусловливает необходимость соответствующей коррекции учебных программ подготовки, переподготовки и повышения квалификации специалистов, которые должны выйти на новый уровень понимания перспектив развития транспорта и его инфраструктуры на основе современных реалий в сферах энергетики, ресурсосбережения, экологии и безопасности жизнедеятельности. В учебных программах должны быть существенно усилены курсы электротехники, электрических машин, электрической тяги, электрического и электронного оборудования, экологии транспорта, организации и безопасности движения. Это позволит не только соответствовать изменяющейся концепции создания транспортных машин, но и творчески совершенствовать ее.

Таким образом, проблема модернизации городского транспорта может быть решена на базе известных конструкций подвижного состава с высокими показателями технического уровня, без коренной реконструкции производственных мощностей заводов-изготовителей и эксплуатационных предприятий.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Щурин, К. В.** Повышение технического уровня и энергетической безопасности городского пассажирского транспорта. [Текст] / К. В. Щурин // Научно-технический конгресс по безопасности "Безопасность — основа устойчивого развития регионов и мегаполисов". — М.: ООО "Научно-издательский центр "Инженер", 2005. — С. 105—107.
2. **Туровская, Л. Т.** Биография троллейбуса [Текст] / Л. Т. Туровская // "Мир транспорта", 2004. — № 4. — С. 140—154.
3. **Гудков, В. А.** Пассажирские автомобильные перевозки: Учебник для вузов. [Текст] / В. А. Гудков, Л. Б. Миротин, А. В. Вельможин, С. А. Ширяев. — М.: Горячая линия — Телеком, 2004. — 848 с.
4. **Щурин, К. В.** Гибридные конструкции городских пассажирских транспортных средств как эффективное средство повышения дорожной и экологической безопасности мегаполисов: сборник докладов девятой международной научно-практической конференции "Организация и безопасность движения в крупных городах" [Текст] / К. В. Щурин, А. Н. Савинков, М. С. Ковалев. — СПб.: Гос. архит.-строит, ун-т. — СПб., 2010. — С. 545—546.

УДК 621.431

А. В. Сандуляк, д-р техн. наук,
А. А. Сандуляк, канд. техн. наук,
Д. И. Свистунов, асп.,
Д. А. Сандуляк, канд. техн. наук,
В. А. Ершова, канд. техн. наук,
Московский гос. техн. ун-т МАМИ
E-mail: a.sandulyak@mail.ru

О возможностях трехоперационного (как минимально необходимого) магнитоконтроля ферропримесей бензина

Показаны недостатки существующих методов магнитоконтроля ферропримесей топлива и других сред, полагающихся преимущественно лишь на сам факт выборки ферропримесей — без обоснованной количественной оценки степени (легитимности) этой выборки и концентрации ферропримесей. Проанализирован и получил дальнейшее развитие прецизионный метод магнитоконтроля, базирующийся на полиоперационном магнитофорезе: показаны возможности выполнения трех операций с последующей экспоненциальной экстраполяцией. Приведены гистограммы распределения ферропримесей бензина по размерам — с информацией о количестве, объеме и площади поверхности.

Ключевые слова: *ферропримеси, магнитоконтроль, секционный фильтр-анализатор, m, n-зависимость, экспоненциальная экстраполяция.*

1. Магнитоконтроль, претендующий на метод тонкой диагностики. Проблема "полной выборки" ферропримесей и ее опытно-расчетное решение

Всегда присутствующие в топливе железосодержащие включения-примеси (продукты износа и коррозии различных стальных деталей и узлов оборудования, цистерн, резервуаров-хранилищ, насосов, трубопроводов и пр.), являются преимущественно магнитоактивными, то есть обладают выраженными ферромагнитными и/или ферримагнитными свойствами. Естественно, такие свойства этой обширной фракции железосодержащих примесей (ферропримесей) топлив, а также масел, смазочно-охлаждающих жидкостей и других рабочих жидкостей делают возможным и целесообразным решение двух важных задач. Первая (чисто прикладная) — "адресное" применение магнитных очистных устройств [1], способных в той или иной мере удалять эти ферропримеси из подлежащей эксплуатации или уже эксплуатируемой среды. Вторая — специальное магнитное выделение[1] ферропримесей [2—6] из определенного объема (предварительно отобранной пробы) среды для их дальнейшего детального исследования, в частности, посредством микроскопии.

При решении второй задачи (аналитического плана) получаемые обычно сведения о размерах и форме феррочастиц, например, в масле, считаются достаточными для того, чтобы объективно судить о характере и стадии износа деталей и узлов машин и механизмов. Но при этом, на наш взгляд, совершенно неоправданно остаются без ответов вопросы о том, какова фактическая концентрация феррочастиц в анализируемой пробе и, что весьма важно, — какую часть ферропримесей при лабораторном магнитном выделении удалось извлечь (для их последующей микроскопии) из пробы. А именно здесь, когда неизвестной остается "легитимность" самой выборки феррочастиц, может скрываться существенная погрешность (причем до сих пор не оцениваемая) любого из методов магнитоконтроля.

[1] Существующие иные многочисленные методы контроля (касающиеся, в частности, определения содержания железа в топливе) дают соответствующую информацию, но, заметим, именно лишь об основном элементе железосодержащих примесей — "обезличенном" железе, а не об этих (как обладающих, так и не обладающих магнитными свойствами) примесях.

Действительно, вряд ли стоит полагать, что, подвергая пробу анализируемой среды магнитному воздействию (даже весьма интенсивному), удается извлечь из нее ферропримеси полностью, особенно когда речь идет о высокодисперсных примесях. Для этого, вопреки физическим представлениям, надо было бы признать в принципе неосуществимую возможность некой "суперсепарации". Как показательный пример: даже при многократном магнитофорезе с использованием высокоградиентной фильтр-матрицы концентрация ферропримесей в анализируемой среде и/или масса их осадка лишь асимптотически приближаются к своим пределам [7—13].

Более прагматичным решением этого проблемного вопроса была бы количественная оценка степени выделения ферропримесей, а она, в методологии того или иного метода магнитоконтроля [2—6] даже не оговаривается.

Отсутствует она и в такой методологии магнитоконтроля как феррография [2—6], которая, начиная с начала ее реализации (70-е гг. прошлого века) признается как прогрессивное направление в исследованиях продуктов износа, как уже оговорено, для диагностики состояния эксплуатируемого оборудования (хотя стоимость феррографа высока [4, 14]). При этом выделение феррочастиц, в частности, путем их магнитного осаждения на пластинку с последующей микроскопией, подразумевается как достаточное о представительстве выборки и подходе к ее оценке.

В [11—13] показана всегда присущая контролю подобного рода погрешность, заметим — труднопрогнозируемая (требуется специальный анализ), а потому способная приводить к вариабельным результатам. И, кроме того, в используемых феррографах (причисляемых к своего рода прецизионным устройствам) ответственный за захват феррочастиц градиент напряженности поля составляет 2000 Э/мм [6] ($1{,}6 \cdot 10^8$ А/м^2). А, как альтернативный пример: в околоконтактных зонах захвата магнитного фильтра, который не относится к "суперсепараторам", но тоже используется для магнитоконтроля (в лабораторном исполнении) градиент напряженности поля почти на порядок выше[1] [8, 9].

[1] Градиент напряженности приводится в [6] как некая константа. Между тем, наряду с напряженностью — это координатно-зависимая нелинейная характеристика, которая обязана входить (но не входит) в число важнейших паспортных характеристик феррографа. Константой же градиент быть не может в принципе, иначе надо допустить вряд ли вероятный случай линейного вида изменения напряженности (индукции) поля в той рабочей зоне феррографа, где осуществляется осаждение феррочастиц.

Сказанное лишь несколько конкретизирует уже сделанный авторами [4] (на основании обстоятельного анализа) вывод о низкой информативности существующего магнитоконтроля, вызванной, надо полагать, и этими причинами.

В работах [12, 13] осуществлен оригинальный подход к магнитоконтролю, позволяющий в дополнение к эффективной выборке феррочастиц строго количественно оценивать как величину этой выборки, так и величину остатка феррочастиц (остающихся в анализируемой пробе после предпринятой выборки) и определять полное содержание феррочастиц в пробе.

Этот подход заключается в выполнении многократных операций магнитофореза (в частности, пропусканием бензина через систему совершенно одинаковых секций магнитного анализатора: цепочку тест-фильтров) [12, 13], но не с заведомо невыполнимой задачей полной выборки феррочастиц, а с целью получения функциональной аналитической зависимости пооперационных (посекционных) масс m осадка феррочастиц от числа n операций (секций). Это позволяет осуществлять ее объективную прогнозную экстраполяцию (вплоть до $n \to \infty$, т. е. до гипотетически полной выборки), а путем выполнения соответствующих расчетов находить и фактически извлеченную, и остаточную (остающуюся после выполнения n операций) массу феррочастиц. При этом расчетные формулы для определения пооперационных масс m осадка феррочастиц (принципиально — в том числе за пределами фактического эксперимента), их суммарной массы $m_{1...n}$ (получаемой при ограниченном числе n операций), общей массы $m_{1...\infty}$ (фактически извлеченной и остаточной) таковы [12, 13]:

$$m = A\exp(-kn),\ m_{1...n} = A[1 - \exp(-kn)]/(\exp k - 1),$$
$$m_{1...\infty} = A/(\exp k - 1), \qquad (1)$$

где эмпирические параметры A и k определяются по данным полученной экспериментальной части зависимости m от n [12, 13].

В работах [12, 13] с использованием $n = 5$ секций магнитного анализатора (5-ти операций) получена экспериментальная зависимость m от n для бензина, которая и выявила (будучи представленной в полулогарифмических координатах) экспоненциальный вид (1) такого рода зависимости. Найденные при этом параметры $A = 64$ мг и

$k = 0{,}74$ позволили получить по соответствующим формулам (1) значения общей массы феррочастиц в пропущенном через анализатор бензине $m_{1...\infty} = 58{,}4$ мг и суммарной массы феррочастиц $m_{1...5} = 57$ мг, задержанных пятью секциями анализатора [12, 13].

Следовательно, фактическая концентрация феррочастиц — $c = m_{1...\infty}/V = 0{,}37$ мг/дм^3 (при объеме используемого в исследованиях бензина $V = 160$ л), а предназначаемая для дальнейшей микроскопии пятиоперационная выборка феррочастиц — $m_{1...5}/m_{1...\infty} = 97\ \%$ (в принципе, такого рода комментарием должен сопровождаться любой эксперимент по изучению и анализу дисперсного состава феррочастиц той или иной среды).

И уже после этого анализа, возвращаясь к дискуссии о погрешности магнитоконтроля, можно на данном примере привести соответствующую аргументацию. Так, в случае одной операции, когда $m_1 = 32$ мг [12, 13], степень выборки составляет всего лишь $m_1/m_{1...\infty} = 55\ \%$ (а при ослабленном магнитном воздействии — еще меньше). А такой показатель ставит под сомнение легитимность подвергаемых дальнейшему анализу феррочастиц (обязанных полноценно представлять весь массив ферропримесей анализируемой среды).

2. Результаты экспериментов фильтрационного магнитоконтроля с минимальным числом опытных пооперационных масс ферропримесей

При проведении лабораторного анализа, из соображений снижения трудоемкости его реализации, желательно минимизировать число операций (в данном случае — секций). С этой целью проведены эксперименты, аналогичные [12, 13], но с использованием "короткого" магнитного анализатора, состоящего из трех секций-фильтров. При этом индукция поля, создаваемого противостоящими магнитными элементами (рис. 1, затемненные точки 1), между которыми затем

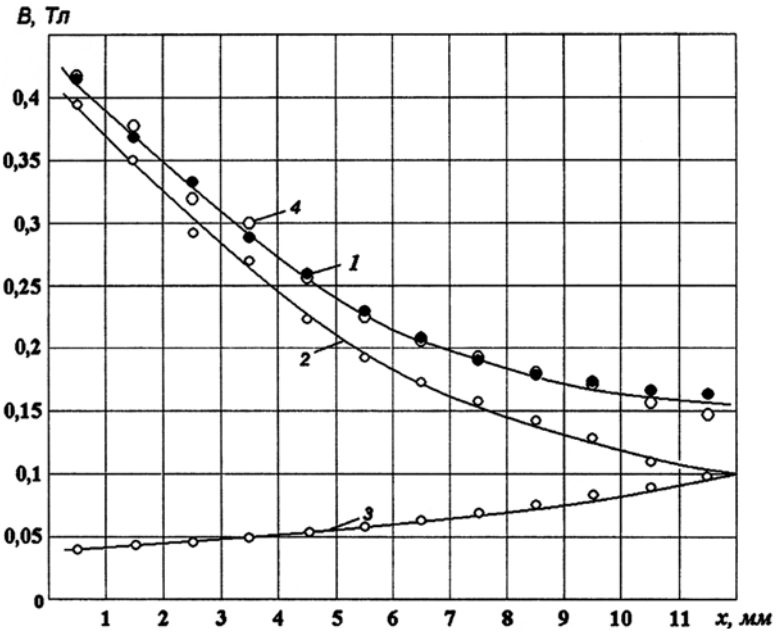

Рис. 1. Индукция поля:

1 — в рабочем зазоре (24 мм) намагничивающей системы (здесь в полузазоре) на различном удалении x от полюсной поверхности одного из двух противостоящих магнитных элементов; 2 — на различном удалении x от полюсной поверхности одного из них, причем уединенного; 3 — то же, но в виде "зеркального отражения" от второй, дистанцированной (на расстоянии, равном величине рабочего зазора) оси ординат; 4 — в эквивалентном модельном зазоре (как результат суперпозиции характеристик 2 и 3)

помещался корпус секции наружным диаметром 24 мм и рабочей длиной 25,5 мм (с расположенной в нем фильтр-матрицей), составляла в среднем $B = 0{,}25$—$0{,}3$ Т.

Примечательным оказалось то, что убывающая (в пределах полузазора) характеристика индукции поля, создаваемого противостоящими магнитными элементами в отсутствие фильтр-матрицы, может быть получена не только ее прямыми замерами (рис. 1, точки 1). Практически аналогичный результат, как уже подтверждалось [15], дает использование характеристики уединенного элемента (рис. 1, точки 2 и 3) и принципа суперпозиции — при соответствующем взаимном позиционировании двух магнитных элементов (рис. 1, точки 4).

При проведении опытов через анализатор проливали $V = 160$ л бензина АИ-92 со скоростью фильтрования 7—8 см/с [12, 13], затем каждую из его секций демонтировали (с устранением магнитного воздействия) для извлечения осадка ферроприме-

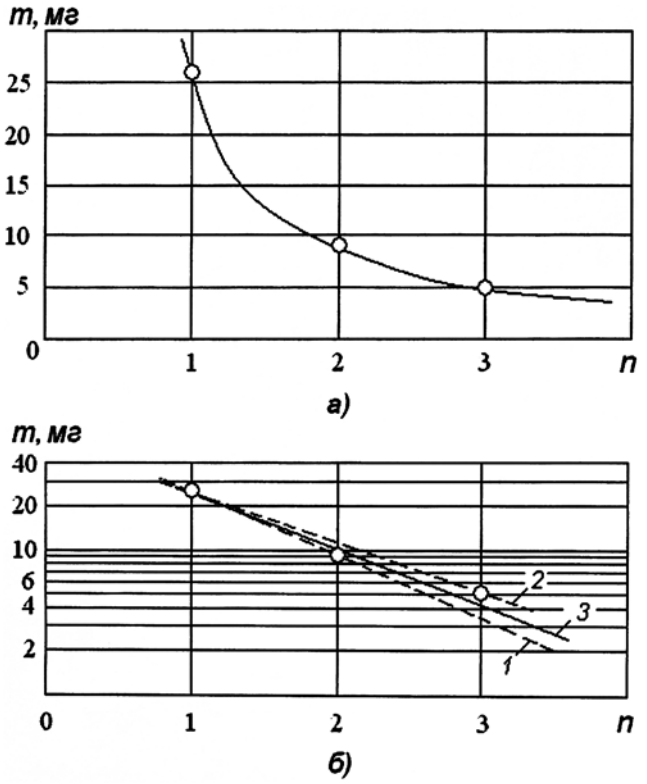

Рис. 2. Посекционные массы ферропримесей бензина в трехсекционном магнитном анализаторе: в обычных (а) и полулогарифмических (б) координатах

сей и определения его массы m (для каждой секции: m_1, m_2, m_3).

Ориентируясь на данные [12, 13], зная при этом, что опытная дискретная зависимость масс осадка ферропримесей m от порядкового номера секции n должна быть экспоненциальной, получаемые значения m (рис. 2, а) представляли в полулогарифмических координатах (рис. 2, б). Подвергая затем "принудительной" линеаризации даже столь незначительное число данных, одновременно производили оценку погрешности, сравнивая между собой данные общих масс $m_{1...\infty}$ для трех вариантов такой линеаризации.

Так, если воспользоваться первой точкой как базовой (она наиболее весома) и в избранных полулогарифмических координатах линеаризовать зависимость m от n сначала через вторую точку (рис. 2, линия 1), то индивидуальные значения параметров A и k составят: $A = 70$ мг и $k = 1{,}05$, а общая масса ферропримесей в соответствии с (1): $m_{1...\infty} = 37{,}6$ мг. Затем, линеаризуя зависимость m от n через третью точку (рис. 2, линия 2), можно получить несколько иные, характерные для этого случая значения: $A = 55$ мг, $k = 0{,}8$ и $m_{1...\infty} = 44{,}9$ мг.

Судя по сравниваемым значениям $m_{1...\infty}$, их взаимное отличие (а следовательно, и возможная погрешность конечного результата) достигает почти 18 %.

Но если аналогичная линеаризация будет аппроксимирующей этих трех точек зависимости m от n (рис. 2, линия 3), для которой $A = 62$ мг, $k = 0{,}92$ и $m_{1...\infty} = 41{,}1$ мг, то возможная погрешность уменьшиться вдвое. Такой же погрешностью (не выше 10 %) можно охарактеризовать и получаемое при этом значение концентрации ферропримесей: $c = m_{1...\infty}/V = 0{,}26$ мг/дм^3.

Использование же этой зависимости для расчета суммарной массы по второй формуле (1) при $n = 3$ дает значение $m_{1...\infty} = 41{,}1$ мг (кстати, при простом суммировании данных m_1, m_2 и m_3 это значение составляет 40 мг, т. е. погрешность расчетных и прямых экспериментальных данных не превышает 3 %).

Значит, при применении "короткого" трехсекционного магнитного анализатора выборка ферропримесей из пробы анализируемого бензина все же достигла здесь существенного значения: $m_{1...3}/m_{1...\infty} = 94$ %. А, для сравнения, при однократной выборке этот показатель намного ниже: $m_1/m_{1...\infty} = 63$ %. К тому же, он составляет здесь иную (по сравнению с ранее оговоренным случаем подобной однократной выборки) величину. И это, подтверждая возможную вариабельность результатов при проведении "однократного" магнитофореза, лишний раз свидетельствует о необходимости магнитоконтроля, подобного описанному, с обязательной количественной оценкой степени выборки ферропримесей.

Располагая же ферропримесями, выделенными трехсекционным магнитным анализатором, с полной уверенностью (основываясь на более чем достаточной легитимности выборки) можно утверждать, что результат этого анализа будет отражать дисперсный состав действительно подавляющей массы ферропримесей данного бензина (естественно, на момент проведения исследований).

3. Гистограммы (количества, объема и площади поверхности) распределения ферропримесей бензина по размерам

Информацию о дисперсном составе выделенных анализатором ферропримесей бензина, получаемую при статистической обработке данных их микроскопии (рис. 3), предпочтительно представлять в виде соответствующих наглядных гистограмм. Зачастую — это рекомендуемая в подобных случаях [16—18] гистограмма распределения количества частиц N по размерам δ.

На рис. 4, а приведена такая гистограмма для ферропримесей бензина, выделенных магнитным анализатором (еще раз отметим — при 94 %-ной выборке ферропримесей из анализируемого бензина). Видно, что подавляющее количество всех присутствующих в бензине феррочастиц (более 90 %) — это частицы размерами менее 0,2 мм.

Вместе с тем следует признать, что такой тип гистограммы не отражает фактического "представительства" феррочастиц тех или иных размеров (по сути, фракций крупности, т. е. совокупности частиц в определенных интервалах размеров) в спектре всех подвергнутых микроскопии феррочастиц. О нем лучше всего судить по вкладу таких, условно фракционированных, феррочастиц в их общий объем. Одновременно, с учетом усредненной плотности это будет практически свидетельствовать и о вкладе тех или иных "фракций" в массу и концентрацию ферропримесей.

Основой для построения более информативных гистограмм этого типа — распределения именно объема феррочастиц V по размерам δ (рис. 4, б) — являются "первичные" гистограммы (рис. 4, а). При этом необходимо, уподобив в первом приближении реальные феррочастицы среднего размера δ (для каждого i-го интервала гистограммы: δ_i), например, частицам сферической формы, оценить совокупные "фракционные" объемы феррочастиц $V_i = (\pi/6) \cdot \delta_i^3 N_i$ (попавших в количестве N_i в тот или иной интервал размеров).

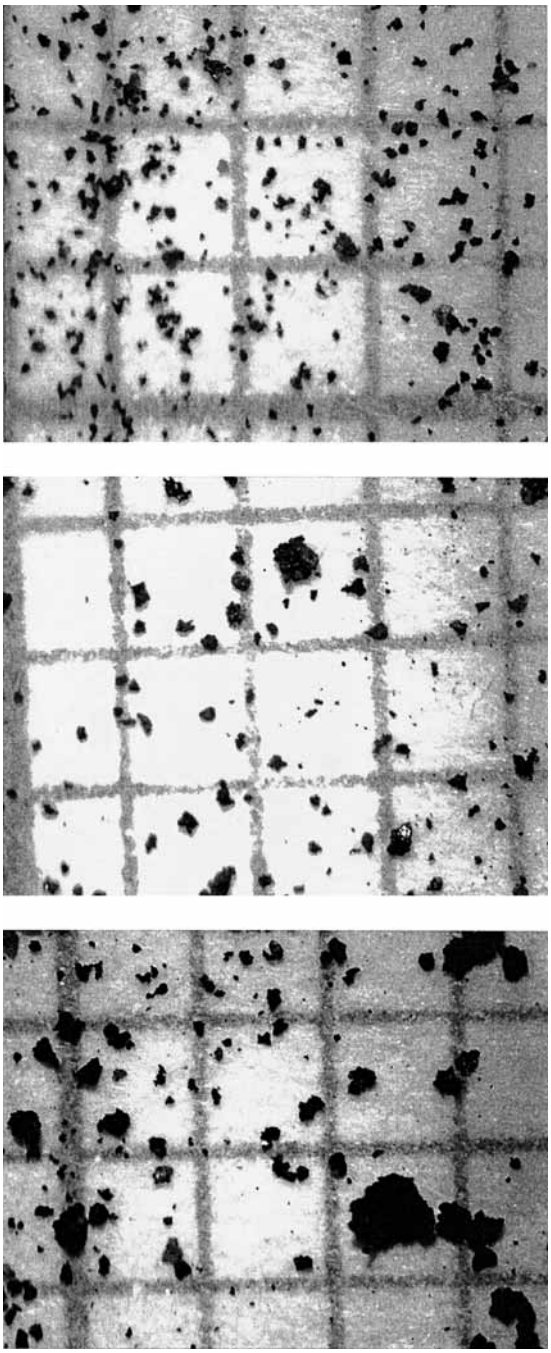

Рис. 3. Фрагменты микроскопии ферропримесей бензина, выделенных магнитным анализатором; ячейка сетки на фото: 1 × 1 мм

На рис. 4, б, где представлена такая гистограмма, нетрудно заметить, что именно с этих позиций, т. е. с позиций вклада в объем (массу, концентрацию) феррочастиц наиболее значимыми явля-

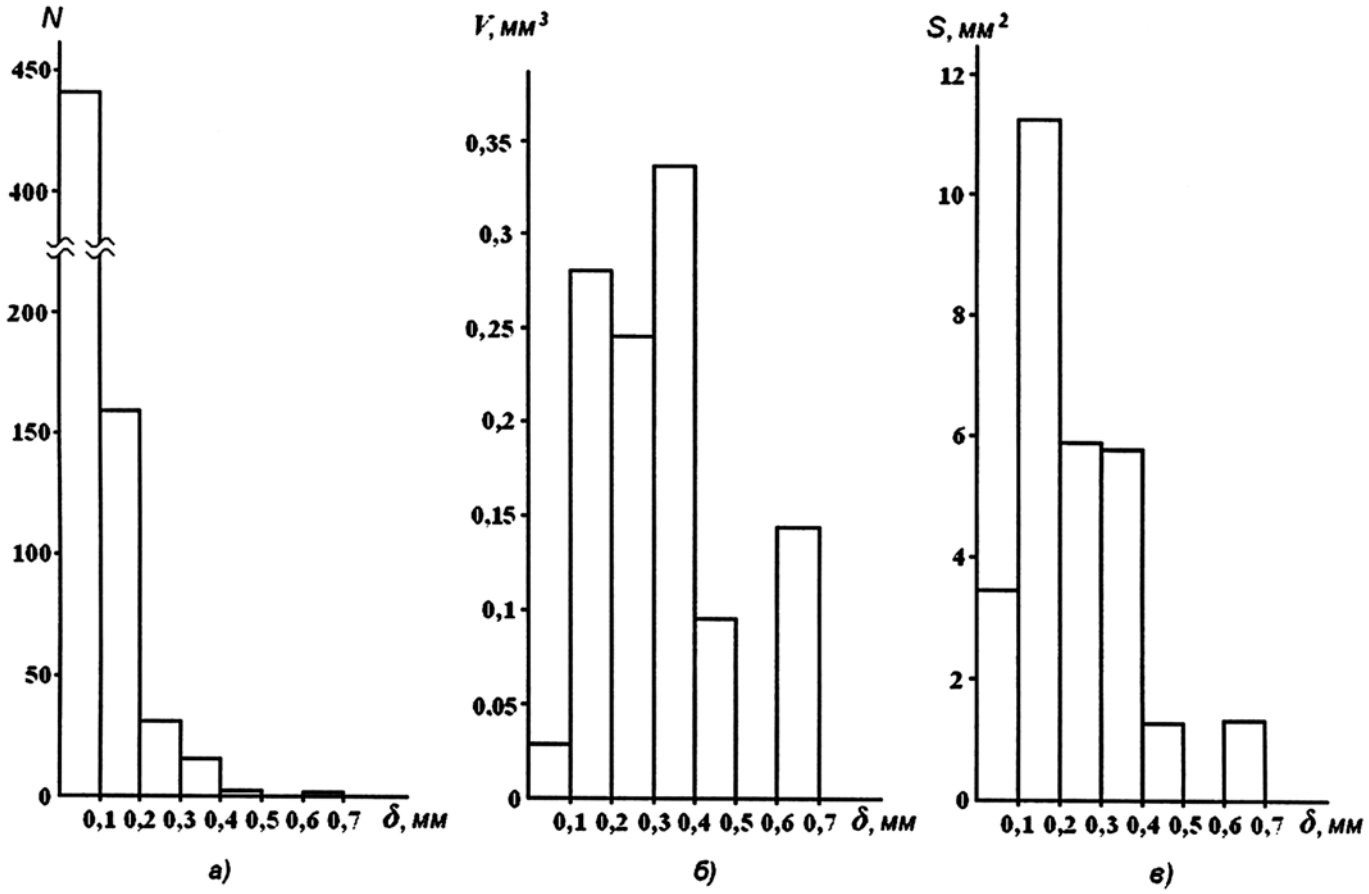

Рис. 4. Гистограммы распределения количества (а), объема (б) и площади поверхности (в) ферропримесей бензина по размерам (при их 94 %-ной выборке трехсекционным магнитным анализатором)

ются здесь феррочастицы размерами 0,1—0,7 мм, объем которых достигает 97 % объема всех феррочастиц.

На рис. 4, в, в дополнение к гистограммам распределения количества N и объема V феррочастиц по размерам δ, показана также гистограмма распределения площади поверхности S феррочастиц (опять-таки, уподобляемым телам сферической формы) по размерам δ. При этом для каждого интервала совокупная "фракционная" площадь их поверхности оценивается как $S_i = \pi \delta_i^2 N_i$. Необходимость же в такой характеристике объясняется тем, что параметр площади поверхности абразивных частиц (в том числе, естественно, и феррочастиц [19, 20]) признается одним из определяющих при углубленном анализе причин повышенного износа деталей и узлов машин и механизмов, обусловленных наличием таких частиц в различных рабочих средах.

Видно (рис. 4, *в*), что по данному параметру самую существенную роль (естественно, среди выделенных здесь ферропримесей) играют феррочастицы размерами 0,1—0,4 мм: их совокупная поверхность превышает поверхность остальных феррочастиц почти в 4 раза.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Буренин, В. В.** Новые конструкции механических фильтров для очистки рабочих жидкостей [Текст] / В. В. Буренин // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2008. — № 11.
2. **Macián V., Payri R., Tormos B., Montoro L.** Applying analytical ferrography as a technique to defect failures in Diesel engine fuel injection systems // Wear, 2006, 260.
3. **Малышев, В. С.** Анализ частиц износа в системах смазки дизельных двигателей методом феррографии [Текст] / В. С. Малышев, И. Н. Коновалова, Г. И. Берестова и др. // Двигателестроение, 2002. — № 1.
4. **Пинчук, Е. Л.** Магнитные методы и устройства оперативной диагностики трибосопряжений (обзор) [Текст] /

Е. Л. Пинчук, Л. В. Маркова // Трение и износ, 2000, т. 21. — № 2.
5. **Roylance, B. J.** Ferrography — then and now // Tribology International, 2005, 38.
6. **Денисов, Е. А.** Диагностика технического состояния смазываемых узлов трения по параметрам продуктов износа в масле [Текст] / Е. А. Денисов, В. А. Степанов // Трение и смазка в машинах и механизмах, 2006. — № 8.
7. **Сандуляк, А. В.** Магнитное обезжелезивание конденсата [Текст] / А. В. Сандуляк, И. М. Федоткин. — М.: Энергоатомиздат, 1983.
8. **Сандуляк, А. В.** Магнитно-фильтрационная очистка жидкостей и газов [Текст] / А. В. Сандуляк. — М.: Химия, 1988.
9. **Сандуляк, А. В.** Очистка жидкостей в магнитном поле [Текст] / А. В. Сандуляк. — Львов: Изд-во Высшая шк. при Льв. ун-те, 1984.
10. **Sandulyak A. V., Garaschenko V. I., Korkhov O. J.** Method of Determining the Quantity of Solid Fraction of Ferromagnetic Matter in a Fluid. Patent 4492921 US, 1985.
11. **Сандуляк, А. А.** Функциональная экстраполяция массово-операционной характеристики магнитофореза как основа прецизионного метода контроля феррочастиц [Текст] / А. А. Сандуляк, М. Н. Полисмакова, Д. В. Ершов и др. // Измерительная техника, 2010. — № 8.
12. **Сандуляк, А. А.** "Экстраполируемая цепочка" магнитных тест-фильтров как средство контроля ферропримесей [Текст] / А. А. Сандуляк, Д. И. Свистунов, М. Н. Полисмакова и др. // Законодательная и прикладная метрология, 2010. — № 3.
13. **Сандуляк, А. А.** Контроль ферропримесей пробными, "экстраполируемыми" операциями магнитофореза [Текст] / А. А. Сандуляк, М. Н. Полисмакова, Д. И. Свистунов и др. // Известия МГТУ "МАМИ", 2010. — № 1 (9).
14. **Гурьянов, Ю. А.** Экспресс-определение повышенного износа узлов трения по размеру и концентрации частиц [Текст] / Ю. А. Гурьянов, Н. М. Скиндер // Химия и технология топлив и масел, 2005. — № 1.
15. **Сандуляк, А. А.** Различные подходы к идентификации пассивных зон в рабочем объеме магнитного сепаратора [Текст] / А. А. Сандуляк, М. Н. Полисмакова, Д. В. Ершов и др. // Законодательная и прикладная метрология, 2010. — № 6.
16. **Новоселов, А. Л.** Влияние характеристик пористых фильтров на качество очистки газов [Текст] / А. Л. Новоселов, А. А. Мельберт, А. А. Жуйкова // Двигателестроение, 2007. — № 3 (229).
17. **Марченко, Е. А.** Частицы износа и процессы в трибоконтакте [Текст] / Е. А. Марченко // Вестник машиностроения, 2002. — № 9.
18. **Холодилов, О. В**. Оценка триботехнических характеристик фрикционных материалов по статистическим параметрам распределения частиц износа по размерам [Текст] / О. В. Холодилов, В. П. Сергиенко, Т. М. Моисеева и др. // Трение и износ, 1997, т. 18. — № 4.
19. **Кульчицкий, А. Р.** К вопросу о расчетном определении эмиссии частиц с отработавшими газами дизелей [Текст] / А. Р. Кульчицкий // Двигателестроение, 2000. — № 1.
20. **Кульчицкий, А. Р.** Требования к топливу при оценке экологического уровня дизелей [Текст] / А. Р. Кульчицкий // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 2000. — № 8.

УДК 621.43.01

Н. С. Базаева,
асп.,
М. В. Малиованов,
проф.,
Р. Н. Хмелев,
канд. техн. наук,
ГОУ ВПО
"Тульский государственный университет"
E-mail:
khmelev@
klax.tula.ru

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП "Научные и научно-педагогические кадры инновационной России" на 2009—2013 годы

Особенности расчетного исследования поршневого двигателя внутреннего сгорания как единой динамической системы

Изложен системный подход к математическому описанию поршневого двигателя внутреннего сгорания. Приведены результаты комплексного расчета функционирования двигателя во времени как единой динамической системы в переходных и установившихся режимах.

Ключевые слова: *поршневой двигатель внутреннего сгорания, системный подход, математическое моделирование.*

Непрерывно возрастающие требования к показателям поршневых двигателей внутреннего сгорания (ПДВС) вызывают необходимость постоянной разработки новых конструкций и сокращения сроков их создания. В этой связи чрезвычайно важным является непрерывное совершенствование процесса проектирования и, в частности, расчетных методов исследования двигателей.

Современный этап теоретических исследований ПДВС характеризуется большим разнообразием используемых математических моделей различного уровня и назначения, сложность которых постоянно возрастает.

В качестве основных направлений развития расчетных методов исследования ПДВС можно выделить следующие:

— повышение точности и расширение возможностей применяемых математических моделей за счет более детального учета множества различных факторов и придания моделям натурных свойств;

— унификация моделей для возможности их совместного применения в системах автоматизированного проектирования;

— сокращение вычислительных ресурсов, связанных с расчетом и исследованием ПДВС.

Характерными особенностями предлагаемого системного подхода к расчетному исследованию ПДВС являются:

— имитация процесса функционирования ПДВС и основных систем двигателя в реальном времени в установившихся и переходных режимах;

— иерархичность используемого математического описания ПДВС — от моделей низшего уровня сложности до высокоуровневых моделей ПДВС;

— унификация математического описания важнейших систем ПДВС, а именно газовых и гидравлических;

— сокращение вычислительных ресурсов за счет рационального применения математических моделей.

Рассматриваемый подход был апробирован на примере малоразмерного быстроходного дизеля ТМЗ-450Д производства ОАО "АК "Туламашзавод".

В данном случае ключевым моментом является аспект рассмотрения двигателя как единой динамической системы, функционирующей во времени. Математическое описание такой системы должно обеспечить возможность как выяв-

ления общих закономерностей, определяющих процесс функционирования системы (возможные режимы движения, их устойчивость, бифуркационные значения параметров), так и вычисления значений интересующих исследователя характеристик в нужный момент времени и в нужном положении системы.

Для решения поставленных задач было разработано математическое описание ПДВС, которое представляет собой иерархическую систему моделей [1].

Базовой моделью ПДВС (моделью низшего уровня сложности) является разработанная в рамках тепломеханики фазово-функциональная динамическая модель, отражающая основные особенности двигателя как системы преобразующей энергию во времени:

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{1}{W}[G_{n1} + G_{n2} - G_{p1} - G_{p2} - \rho f_n \omega a_2]; \quad (1)$$

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{c_v \rho W}[G_{n1}(i_{n1} - u) + G_{n2}(i_{n2} - u) - (G_{p1} + G_{p2})(i - u) + \dot{Q}_г - \dot{Q}_m - p f_n \omega a_2]; \quad (2)$$

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{a_4\left[\left(p - p_0\right) f_n - F_{mp} a_3 m_{np} \omega^2\right] - M_c}{a_4 a_2 m_{np} + J_{np}}; \quad (3)$$

$$\frac{d\varphi}{dt} = \omega; \quad (4)$$

$$p = \rho R T,$$

где ρ — плотность рабочего тела; t — время; W — текущий объем; G_{nj} и G_{pj} — секундный массовый приход и расход газа через j-е клапанное отверстие ($j = 1$ — впускное клапанное отверстие, $j = 2$ — выпускное клапанное отверстие); f_n — площадь поршня; ω — угловая скорость коленчатого вала; $a_2 = r_к\left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2}\sin 2\varphi\right)$; r_k — радиус кривошипа; φ — угол поворота коленчатого вала; $\lambda = \frac{r_к}{l_ш}$; $l_ш$ — длина шатуна; T — температура рабочего тела; c_v — удельная массовая изохорная теплоемкость; $i_{nj} = (c_{vj} + R)T_{nj}$, i_{nj}, T_{nj}, c_{vj} — удельная энтальпия, температура и теплоемкость газовой среды в полости, из которой происходит истечение ($j = 1$ — впускное клапанное отверстие, $j = 2$ — выпускное клапанное отверстие); R — газовая постоянная; $u = c_v T$ — удельная внутренняя энергия; $\dot{Q}_г$ — секундный приход энергии в форме теплоты при горении рабочей смеси; $\dot{Q}_m$ — суммарный секундный приход (расход) энергии в форме теплоты в результате теплообмена; p — давление рабочего тела; $a_4 = r_к \sin\varphi\left[1 + \frac{\lambda\cos\varphi}{1 - \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)}\right]$; p_0 — давление под поршнем; $F_{тр}$ — сила трения; $a_3 = r_к(\cos\varphi + \lambda\cos 2\varphi)$; $m_{тр}$ — приведенная масса частей двигателя, совершающих возвратно-поступательное движение; $J_{пр}$ — приведенный момент инерции вращающихся частей двигателя; $M_с$ — момент сопротивления.

Решения уравнений (1)—(4) базовой динамической модели ПДВС определяют изменение фазовых координат — плотности и температуры (давления) рабочего тела в цилиндре, угловой скорости и угла поворота коленчатого вала во времени. С их помощью можно определить условия существования устойчивого автоколебательного режима работы двигателя, его параметры, а также найти количественные показатели переходных процессов, возникающих в двигателе при воздействии различных возмущений.

В общем случае с помощью динамической модели ПДВС осуществляется многоцикловой расчет переходных режимов работы ПДВС, при этом установившийся режим рассматривается как частный случай переходного.

По модели нижнего уровня с малыми затратами вычислительных ресурсов

(расчет одного цикла занимает менее 1 с) в результате многократно повторяемого машинного анализа можно осуществить определение основных параметров двигателя и оценить значения показателей, определяющих работу систем ПДВС (впуска, выпуска, топливоподачи и других). Эти показатели в общем случае учитываются в динамической модели ПДВС в виде функций $\dot{Q}_г(p, T, \omega, \varphi)$, $\dot{Q}_m(p, T, \omega, \varphi)$, $G_{nj}(p, T, \omega, \varphi)$, $G_{pj}(p, T, \omega, \varphi)$, $F_{тр}(p, T, \omega, \varphi)$.

Модель ПДВС нижнего уровня является интегральной и решает важнейшую задачу о поведении двигателя в установившихся и переходных режимах, однако не дает ответов на ряд актуальных вопросов, связанных с частными, но кардинально влияющими на работу двигателя процессами и системами. К таким системам в первую очередь относятся системы топливоподачи, управления (регулирования) и газовоздушный тракт.

Разработанные высокоуровневые модели ПДВС представляют собой добавление так называемых надстроек, связанных с базовой моделью (основным ядром). При этом детализация основного ядра осуществлялась фазовыми моделями: газовоздушного тракта, системы топливоподачи и автоматического регулятора частоты вращения.

Математическое описание газовоздушного тракта и системы топливоподачи базируется на следующих общих принципах:

1. В качестве базовых соотношений используются уравнения законов сохранения (массы, импульса, энергии) и соответствующее уравнение состояния рабочего тела.

2. Для определения внутренней энергии, энтальпии, теплоемкости, расхода рабочего тела, скорости звука используются известные зависимости термодинамики.

3. Возможность исследования функционирования ГГС ПДВС в нульмерной (по пространству), одно-, двух-, трехмерной, а также стационарной и нестационарной постановке с выбором моделей требуемой размерности.

4. Использование для численного моделирования пространственных потоков метода С. К. Годунова, обеспечивающего выполнение расчетов при любых уровнях давления.

5. Применение граничных условий различных типов, реализация учета взаимодействия пространственного потока с движущейся контактной границей, а также алгоритмов объединения математических моделей с различным числом пространственных координат.

Одномерные модели газовоздушного тракта в виде системы уравнений (5)—(7) применялись для оценки влияния основных параметров впускной и выпускной систем (протяженности трубопроводов, диаметров проходных сечений, фаз газораспределения, законов открытия клапанов) на работу двигателя

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho \nu_x}{\partial x} = 0; \qquad (5)$$

$$\frac{\partial \rho \nu_x}{\partial t} + \frac{\partial \left(p + \rho \nu_x^2\right)}{\partial x} = -\frac{\lambda_{mp} \rho \nu_x |\nu_x|}{2 d_г}; \qquad (6)$$

$$\frac{\partial \rho \left(u + \frac{\nu_x^2}{2}\right)}{\partial t} + \frac{\partial \rho \nu_x \left(u + \frac{p}{\rho} + \frac{\nu_x^2}{2}\right)}{\partial x} + \frac{4\alpha_t (T - T_{ст})}{\rho d_г} = 0, \qquad (7)$$

где v_x — скорость потока; x — пространственная координата; $\lambda_{тр}$ — коэффициент, учитывающий потери на трение при движении в канале; $d_г = \frac{4A}{P}$ — гидравлический диаметр канала; A — площадь сечения канала, P — периметр; α_t — коэффициент теплоотдачи; $T_{ст}$ — температура стенки.

При применении одномерных моделей использовалась схема взаимодействия их с основным ядром, приведенная на рис. 1 (на примере впускной системы).

Для оценки расходной и вихреобразующей способности винтового впускного канала дизеля ТМЗ-450Д использовалась разработанная трехмерная модель нестационарного потока вязкого и теплопроводного газа:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho v_x}{\partial x} + \frac{\partial \rho v_y}{\partial y} + \frac{\partial \rho v_z}{\partial z} = 0;$$

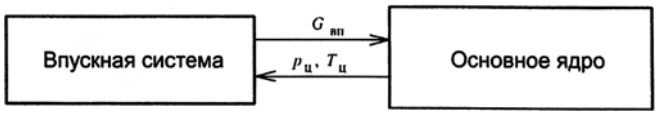

Рис. 1. Схема взаимодействия математической модели одномерного нестационарного течения газа во впускной системе с основным ядром

$$\frac{\partial \rho v_x}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}\left(\rho v_x^2 + p - \tau_{xx}\right) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_x v_y - \tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_x v_z - \tau_{xz}) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho v_y}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x v_y - \tau_{xy}) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial y}\left(\rho v_y^2 + p - \tau_{yy}\right) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho v_y v_z - \tau_{yz}) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho v_z}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho v_x v_z - \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v_y v_z - \tau_{yz}) +$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z}\left(\rho v_z^2 + p - \tau_{zz}\right) = 0;$$

$$\frac{\partial \rho E}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho E v v_x + p v_x - v_x \tau_{xx} - v_y \tau_{xy} -$$

$$- v_z \tau_{xz} + q_x) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho E v_y + \mathrm{p} v_y - v_x \tau_{xy} -$$

$$- v_y \tau_{yy} - v_z \tau_{yz} + q_y) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho E v_z + p v_z -$$

$$- v_x \tau_{xz} - v_y \tau_{yz} - v_z \tau_{zz} + q_z) = 0,$$

x, y и z — пространственные координаты газа; v_x, v_y, v_z — скорости потока в направлении x, y и z, соответственно; τ — тангенциальные напряжения; E — полная энергия рабочего тела; q — перенос энергии за счет теплопроводности.

На рис. 2 показана схема взаимодействия трехмерной математической модели течения газа во впускном канале и цилиндре с основным ядром.

Математическая модель системы топливоподачи с учетом газовой фазы и неизотермичности рабочего тела включает:

— уравнения изменения давления и температуры в надплунжерной полости:

$$\frac{dp_c}{dt} = -\frac{v_c a_{6c}}{W_c c_{vc} a_{5c}}[k_{1c} + k_{2c} + k_{3c} -$$

$$- (S_p V_p + S_{poj} V_{kl} \sigma_1) c_{pc} / a_{6c}];$$

$$\frac{dT_c}{dt} = \frac{v_c}{W_c c_{vc}}\left[k_{1c} + k_{2c} + k_{4c} + \right.$$

$$\left. + (S_p V_p + S_{poj} V_{kl} \sigma_1) \frac{a_{6c}}{a_{5c}} T_c \right];$$

— уравнения изменения давления и температуры в полости штуцера:

$$\frac{dp_s}{dt} = -\frac{v_s a_{6s}}{W_s c_{vs} a_{5s}}[k_{1s} + k_{2s} + k_{3s} +$$

$$+ S_{poj} V_{kl} \sigma_1 c_{ps} / a_{6s}];$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{v_s}{W_s c_{vs}}\left[k_{1s} + k_{2s} + k_{4s} - \right.$$

$$\left. S_{poj} V_{kl} \sigma_1 \frac{a_{6c}}{a_{5c}} T_c T_s \right];$$

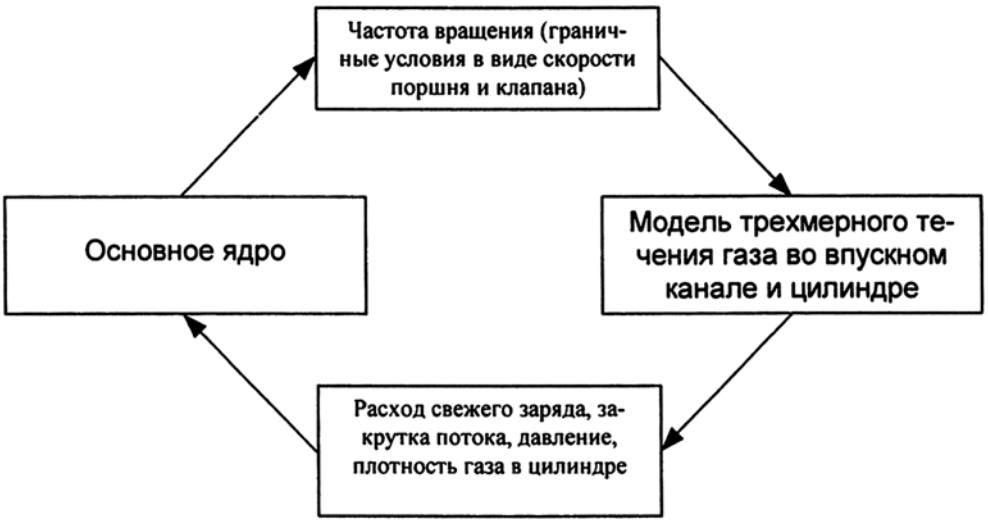

Рис. 2. Схема взаимодействия трехмерной математической модели течения газа во впускном канале и цилиндре с основным ядром

— уравнения движения нагнетательного клапана:

$$\frac{dX_{kl}}{dt} = V_{kl}\sigma_1;$$

$$\frac{dV_{kl}}{dt} = (-p_{ko}S_{poj} - \delta_{kl}X_{kl} + \\ + k_{ta}(p_c - p_s) + S_{perk}(p_c - p_s))\sigma_1/m_k;$$

— уравнения изменение давления и температуры в полости распылителя:

$$\frac{dp_f}{dt} = -\frac{\upsilon_f a_{6f}}{W_f c_{\upsilon f} a_{5f}}\ [k_{1f} + k_{2f} + k_{3f} - S_i V_i \sigma_2 c_{pf}/a_{6f}];$$

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\upsilon_f}{W_f c_{\upsilon f}}\left[k_{1f} + k_{2f} + k_{4f} + S_i V_i \sigma_2 \frac{a_{6f}}{a_{5f}} T_f\right];$$

— уравнения движения иглы:

$$\frac{dX_i}{dt} = V_i \sigma_2;$$

$$\frac{dV_i}{dt} = (-\delta_i X_i - (S_i - S_{ni})(p_{of} - p_f) + S_{ni}p_r)\sigma_2/m_i;$$

— уравнения нестационарного течения дизельного топлива в трубопроводе (5)—(7), где p_c, p_s, p_f — давление в надплунжерной полости (НП) топливного насоса высокого давления, полости штуцера (ПШ), полости форсунки (ПФ) соответственно; υ_c, υ_s, υ_f — удельный объем рабочего тела в НП, ПШ, ПФ соответственно; a_{6c}, a_{6s}, a_{6f} — функции, зависящие от параметров состояния дизельного топлива; W_c, W_s, W_f — текущий объем рабочего тела в НП, ПШ и ПФ соответственно; $c_{\upsilon c}$, $c_{\upsilon s}$, $c_{\upsilon f}$ — удельная изохорная теплоемкость в НП, ПШ и ПФ соответственно; a_{5c}, a_{5s}, a_{5f}, k_{1c}, k_{2c}, k_{3c}, k_{4c}, k_{1s}, k_{2s}, k_{3s}, k_{4s}, k_{1f}, k_{2f}, k_{3f}, k_{4f} — функции, зависящие от параметров состояния дизельного топлива; S_p — площадь сечения плунжера; V_p — скорость движения плунжера; S_{poj} — площадь пояска нагнетательного клапана (НК); V_{kl} — скорость движения НК; σ_1 — ступенчатая функция, принимающая нулевое значение, если НК находится на седле и равнодействующая всех внешних сил, действующих на клапан, прижимает его к седлу, и равная единице во всех остальных случаях; c_{pc}, c_{ps}, c_{pf} — удельная изобарная теплоемкость в НП, ПШ и ПФ соответственно; T_c, T_s, T_f — температура рабочего тела в НП, ПШ и ПФ; X_{kl} — координата НК; V_{kl} — скорость НК; p_{ko} — давление топлива в НП в момент страгивания НК; δ_{kl} — жесткость пружины НК; k_{ta} — коэффициент, зависящий от конструктивных параметров; S_{perk} — площадь поперечного сечения по перьям НК; m_k — масса НК и 1/3 пружины; σ_2 — ступенчатая функция, принимающая нулевое значение, если игла находится на седле (или на упоре) и равнодействующая всех сил, действующих на иглу, прижимает ее к седлу (или к упору), и равная единице во всех остальных случаях; X_i — координата иглы; V_i — скорость движения иглы; σ_i — жесткость пружины иглы; S_i — площадь поперечного сечения иглы; S_{ni} — площадь, ограниченная запорной кромкой иглы; p_{of} — давление в ПФ в момент страгивания иглы; p_r — давление перед распыливающими отверстиями; m_i — масса иглы и 1/3 пружины.

Математическое описание центробежного регулятора частоты вращения имеет вид

$$\left.\begin{aligned} &\frac{d\omega_p}{dt} = \\ &= \frac{\left(F_ц \frac{\sin(\beta)\sin\alpha 1}{\sin(\beta+\alpha 1)} F + \sigma R_m \sin(\varphi_p - \varphi_0)\omega_p^2\right)\times}{J+} \rightarrow \\ &\rightarrow \frac{\times\cos(\varphi_p - \varphi_0)R_m - M_\Psi}{+ R_T^2 \sigma \cos^2(\varphi_p - \varphi_0)}; \\ &\frac{d\varphi_p}{dt} = \omega_p, \end{aligned}\right\}$$

где ω_p — угловая скорость распределительного вала; $F_ц$ — центробежная сила; β, α_1 — углы, определяемые конструктивными параметрами; $F_{тр.д}$ — сила трения диска; σ, R_m, φ_0, R_T — конструктив-

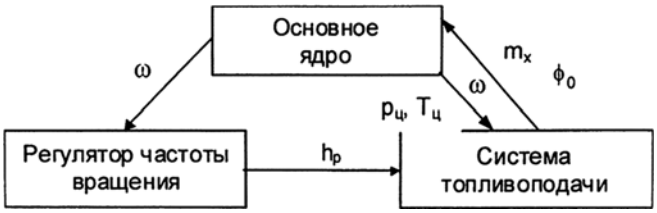

Рис. 3. Схема взаимодействия математических моделей системы топливоподачи и регулятора частоты вращения с основным ядром

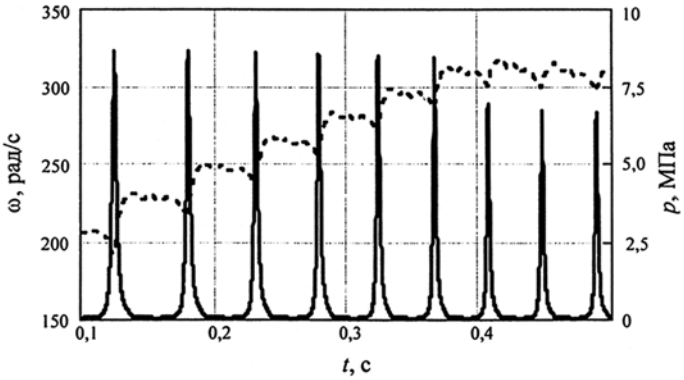

Рис. 4. Изменение давления и угловой скорости вращения коленчатого вала:

— p; - - - ω

ные параметры; φ_p — угол поворота рычага регулятора; $M_\Psi = M_n + M_{тр.р}$, M_n — момент создаваемый пружиной; $M_{тр.р}$ — момент трения на рычаге; J — момент инерции.

Для определения концентрации CO и NO_x были получены функциональные зависимости вида $CO = f(\alpha, \omega)$ и $NO_x = f(\alpha, \omega)$ на основе экспериментальных данных (α — коэффициент избытка воздуха).

На рис. 3 показана схема взаимодействия основного ядра с математическими моделями системы топливоподачи и регулятора частоты вращения.

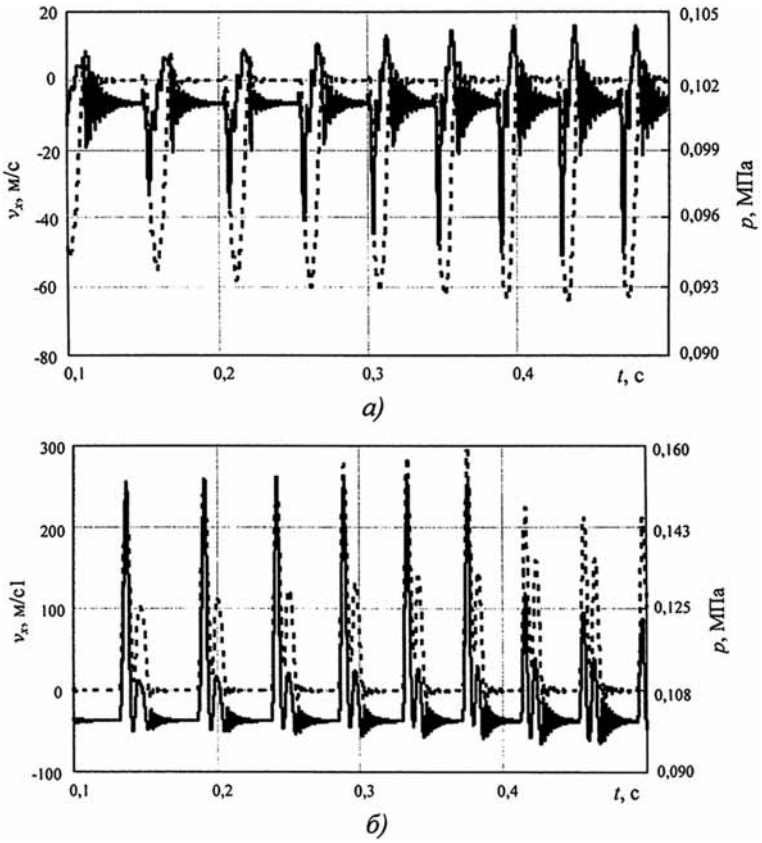

Рис. 5. Изменение давления и скорости во впускной (а) и выпускной (б) системах:

— p; - - - v_x

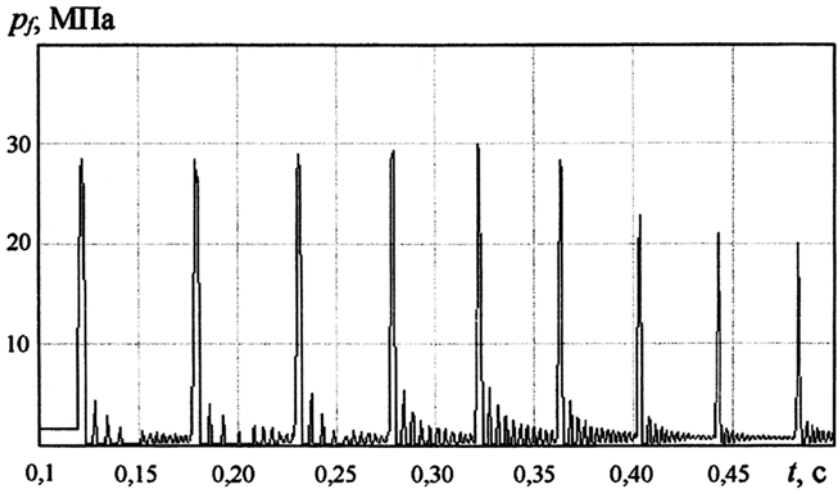

Рис. 6. Изменение давления в полости распылителя

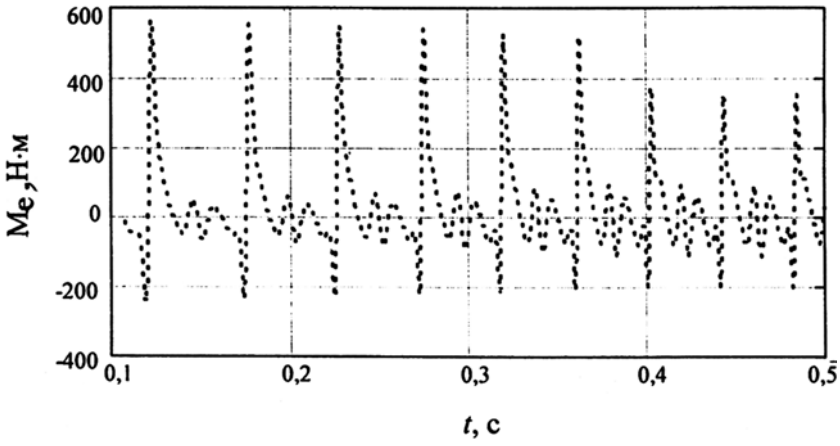

Рис. 7. Изменение крутящего момента

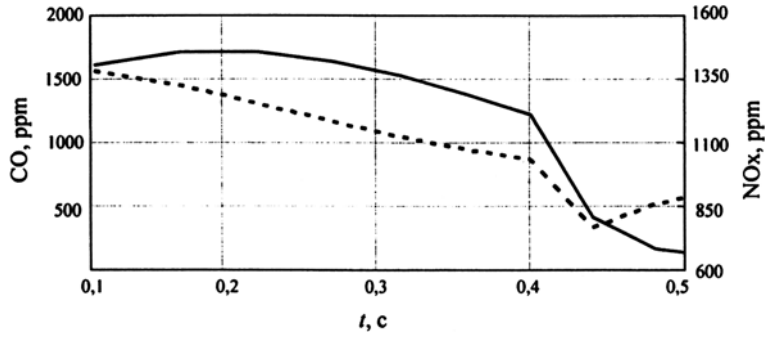

Рис. 8. Изменение концентрации CO и NO_x:

- - - CO; — NO_x

На рис. 4—8 приведены некоторые результаты расчета процесса функционирования двигателя в переходных режимах, полученные с помощью разработанного комплекса математических моделей.

Таким образом, разработана иерархическая система математических моделей различных уровней сложности и пакет программ, обеспечивающие комплексное описание процесса функционирования ПДВС во времени как единой динамической системы в переходных и установившихся режимах. Комплекс математических моделей и программные средства могут быть положены в основу методики проектировочных расчетов, позволяющей, опираясь на требования технического задания, найти структуру и параметры ПДВС, обеспечивающие выполнение требований к характеристикам двигателя как в установившихся, так и в неустановившихся режимах функционирования.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Малиованов, М. В.** Иерархическая система моделей ДВС [Текст] / М. В. Малиованов, Р. Н. Хмелев // Грузовик: Строительно-дорожные машины, автобус, троллейбус, трамвай, 2007. — № 12.

УДК 621.436, 665.11

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

Молекулярный и жирнокислотный состав биодизельных топлив, получаемых из растительных масел

(*Рис. 1—3, 8, 9 на 2-й, 3-й стороне обложки*)

Исследован структурный состав биодизельного топлива, полученного из рапсового масла. Показана взаимосвязь теплоты сгорания смесевых биотоплив и параметров дизеля, работающего на этих топливах.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, метиловый эфир рапсового масла, смесевое биотопливо, токсичность отработавших газов.*

Особенности использования биотоплив в дизелях

Около 90 % механической энергии, используемой человечеством в своей деятельности, вырабатывается двигателями внутреннего сгорания — основными потребителями топлив нефтяного происхождения, геологические ресурсы которых весьма ограничены [1]. В настоящее время в мире ежегодно добывается около 5 млрд т нефти. При сохранении такого уровня добычи нефти ее запасов может хватить на несколько десятков лет. Причем из-за роста спроса на нефть будет непрерывно нарастать ее дефицит, который к 2025 г. достигнет 16 млн баррелей (2,5 млн т) в день [2].

Автомобильный транспорт является одним из основных потребителей нефтепродуктов. Транспортные двигатели останутся главным потребителем моторных топлив и на период до 2040—2050 годов.

В связи с этим все более широкое распространение получают моторные топлива, вырабатываемые из альтернативных сырьевых ресурсов. Наиболее перспективны моторные топлива, синтезируемые из возобновляемых источников энергии, в первую очередь — из растительного сырья [3]. Для дизельных двигателей все более широкое применение получают топлива, вырабатываемые из растительных масел (рапсового, подсолнечного, соевого и др.). В 2010 г. в европейских странах было производство около 18 млн т топлива Biodiesel, представляющего собой сложные метиловые эфиры растительных масел (преимущественно рапсового масла).

Директивными документами ЕС предусмотрен значительный рост производства биодизельного топлива. В соответствии с директивой 2003/30/ЕС Европейского Парламента и Союза "О содействии использованию биогорючего и других видов горючего на транспорте" в 2020 г. в Европе было запланировано производство 34 млн т биодизельного топлива [4, 5]. Новыми директивами ЕС предусматривается увеличение его производства в 2020 г. до 64 млн т и в 2030 г. — до 100 млн т [6].

Высокие темпы роста производства биодизельного топлива в странах Европы обусловлены высокими ценами на нефтяное топливо, необходимостью обеспечения энергетической безопасности, изменением структуры сельскохозяйственного производства, значительными льготами производителям и потребителям биотоплива. Следует также отметить экологические факторы, способствующие широкому использованию биодизельного топлива. К этим факторам можно отнести возможность снижения выбросов с отработавшими газами (ОГ) дизелей их основных токсичных компонентов — монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x и твердых частиц на величину до 50 % [2, 3]. Благодаря незначительному содержанию серы (10—15 ppm) и отсутствию ароматических соединений в растительных маслах выбросы ОГ дизелей практически не содержат оксидов серы

и полициклических ароматических углеводородов (ПАУ), являющихся канцерогенами и вызывающих онкологические заболевания. При попадании биодизельного топлива в почву и водные бассейны происходит его быстрое разложение в течение нескольких недель.

Растительные масла могут применяться в качестве самостоятельного топлива для дизелей, в смесях с дизельным топливом, перерабатываются в метиловый, этиловый или бутиловый эфиры, которые используются как самостоятельное биотопливо или как смесевое топливо (в смеси с дизельным или другими альтернативными топливами). Наибольшую долю в мировом производстве растительных масел имеет соевое масло (рис. 1). Для условий Российской Федерации одной из наиболее перспективных масличных культур является рапс. Эта сельскохозяйственная культура все шире используется для производства моторных топлив для дизельных двигателей.

В качестве моторного топлива для транспортных средств с дизелями наиболее перспективными являются сложные метиловые эфиры растительных масел, которые часто называют биодизельными топливами [2, 3]. Производство биодизельных топлив на основе растительных масел продолжает расширяться. Так, в 2005 г. объем производства биодизельного топлива в странах Евросоюза составил около 3,5 млн т, в 2009 г. его выпуск достиг 12 млн т, а в 2011 г. планируется произвести уже около 18 млн т этого топлива.

Еще сравнительно недавно биодизельное топливо в Европе производилось почти исключительно из рапсового масла. В 2001 г. на долю метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) приходилось около 84 % биодизельного топлива, 13 % составлял метиловый эфир подсолнечного масла (МЭПМ), по 1 % — на сложные эфиры, производимые из соевого масла, пальмового масла и остальных масел [2]. К 2010 г. сырьевая база для производства биодизельных топлив в странах Евросоюза заметно расширилась. Доля рапсового масла, выращиваемого в этих странах, как сырья для выпуска моторных топлив сократилась до 63 % (рис. 2) [7]. Но следует отметить, что возросла до 13 % доля импортируемых растительных масел (в том числе — рапсового). Заметную долю сырьевых ресурсов составили животные жиры (9 %) и фритюрные растительные масла (5 %). Причем основную часть фритюрных масел составило подсолнечное масло.

В условиях Российской Федерации весьма привлекательным представляется использование для производства биодизельного топлива подсолнечного масла. Если в мировом производстве растительных масел ведущее место занимают соевое и рапсовое масла, то в России наиболее распространенным растительным маслом является подсолнечное (рис. 3) [8]. Объем его производства превышает 80 % общего объема производства растительных масел. Это растительное масло вызывает дополнительный интерес еще и потому, что производство биодизельного топлива может быть организовано из отработанного фритюрного подсолнечного масла, широко применяемого в пищевой промышленности и системе общественного питания.

Анализ физико-химических свойств биотоплив

Возможность использования растительных масел и их производных в качестве топлива для дизелей определяется их физико-химическими свойствами. Растительные масла состоят главным образом (на 95—97 %) из триацилглицеридов — сложных эфиров глицерина и различных жирных кислот, а также моно- и диацилглицеридов. Ацилглицериды, в свою очередь, содержат в своем составе молекулы различных жирных (карбоновых) кислот, связанных с молекулой глицерина $C_3H_5(OH)_3$ [9]. В молекулах жирных кислот углеводородный радикал (типа CH_3, C_2H_5, C_3H_7 и т. д.) соединен с одной карбоксильной группой COOH. При этом жирнокислотный состав растительных масел включает как насыщенные кислоты (миристиновая, пальмитиновая, стеариновая, арахиновая кислоты), так и ненасыщенные жирные кислоты (линолевая, олеиновая, линоленовая кислоты). В табл. 1 представлен состав и некоторые свойства жирных кислот, а на рис. 4 показана структура триглицерида, образованного тремя наиболее характерными для растительных масел жирными кислотами — стеариновой, олеиновой и линолевой.

Основой производства сложных эфиров растительных масел являются реакции этерификации, представляющие собой реакции взаимодействия жирных кислот растительных масел со спиртами. В общем случае получение эфиров из

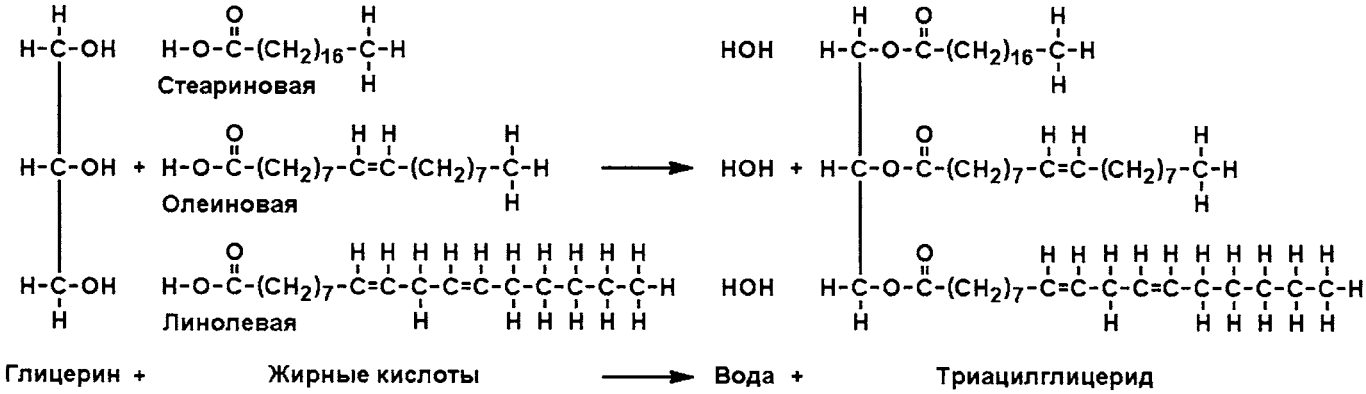

Рис. 4. Схема образования триацилглицеридов, входящих в состав растительных масел

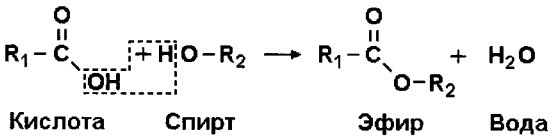

Рис. 5. Реакция этерификации кислоты спиртом с образованием эфира (R_1 и R_2 — углеводородные радикалы типа CH_3, C_2H_5, C_3H_7 и т. д.)

кислот может быть выражено уравнением химической реакции этерификации, представленным на рис. 5. При протекании данной реакции отделившийся от спирта атом водорода Н соединяется с гидроксильной группой ОН кислоты с образованием воды, а при взаимодействии оставшихся радикалов кислоты и спирта образуется эфир.

Реакция этерификации рапсового масла метиловым спиртом (метанолом) C_2H_5OH в присутствии катализатора — едкого калия КОН протекает по механизму, представленному на рис. 6 [2]. Эта реакция протекает в три стадии — с распадом триацилглицеридов с образованием диацилглицеридов, затем моноацилглицеридов и, наконец, с расщеплением последних с образованием метиловых эфиров жирных кислот рапсового масла и глицерина.

Таблица 1

Состав и некоторые свойства жирных кислот

Название кислоты	Формула состава	Молярная масса, кг/моль	Низшая теплота сгорания, мДж/кг	Массовое содержание атомов, %		
				С	Н	О
Миристиновая (тетрадекановая)	$C_{14}H_{28}O_2$ (или С 14 : 0)	228,375	36,3	0,736	0,124	0,140
Пальмитиновая (гексадекановая)	$C_{16}H_{32}O_2$ (или С 16 : 0)	256,429	37,1	0,749	0,126	0,125
Пальмитолеиновая (гексадекановая)	$C_{16}H_{30}O_2$ (или С 16 : 1)	254,413	36,6	0,755	0,119	0,126
Маргариновая (гептадекановая)	$C_{17}H_{34}O_2$ (или С 17 : 0)	270,456	37,5	0,755	0,127	0,118
Стеариновая (октадекановая)	$C_{18}H_{36}O_2$ (или С 18 : 0)	284,483	37,8	0,760	0,128	0,112
Олеиновая (октадекановая)	$C_{18}H_{34}O_2$ (или С 18 : 1)	282,467	37,3	0,766	0,121	0,113
Линолевая (октадекатриеновая)	$C_{18}H_{32}O_2$ (или С 18 : 2)	280,451	36,8	0,771	0,115	0,114
Линоленовая (октадекатриеновая)	$C_{18}H_{30}O_2$ (или С 18 : 3)	278,435	36,4	0,776	0,109	0,115
Арахиновая (эйкозановая)	$C_{20}H_{40}O_2$ (или С 20 : 0)	312,536	38,3	0,769	0,129	0,102
Гадолеиновая (эйкозеновая)	$C_{20}H_{38}O_2$ (или С 20: 1)	310,521	37,9	0,774	0,123	0,103
Бегеновая (докозановая)	$C_{22}H_{44}O_2$ (или С 22: 0)	340,590	38,6	0,776	0,130	0,094
Эруковая (докозеновая)	$C_{22}H_{42}O_2$ (или С 22 : 1)	338,574	38,4	0,780	0,125	0,095
Лигноцериновая (тетракозановая)	$C_{24}H_{48}O_2$ (или С 24 : 0)	368,644	39,1	0,782	0,131	0,087
Нервоновая (тетракозеновая)	$C_{24}H_{46}O_2$ (или С 24 : 1)	366,628	38,9	0,786	0,127	0,087

Примечание. В условной формуле состава (например С 18 : 3) первая цифра соответствует числу атомов углерода С в молекуле, вторая — число двойных связей.

Таблица 2

Химическая формула эруковой кислоты, ее метилового эфира и углеводорода, относящегося к классу алкадиенов

Вещество	Формула состава	Структурная формула
Кислота	$C_{22}H_{42}O_2$	$CH_3-(CH_2)_7-CH=CH-(CH_2)_{11}-C^{=O}_{-OH}$
Эфир	$C_{23}H_{44}O_2$	$CH_3-(CH_2)_7-CH=CH-(CH_2)_{11}-C^{=O}_{-OCH_3}$
Углеводород	$C_{23}H_{44}$	$CH_3-(CH_2)_8-CH=CH-CH_2-CH=CH-(CH_2)_8-CH_3$

Жирные кислоты, являющиеся основным компонентом растительных масел, представляют собой высокомолекулярные кислородсодержащие соединения с углеводородным основанием. По своей химической структуре они схожи с углеводородами, входящими в состав нефтяного дизельного топлива. В свою очередь, структурные формулы метиловых эфиров жирных кислот и самих жирных кислот также достаточно близки. В качестве примера в табл. 2 приведены структурные формулы эруковой кислоты, ее метилового эфира и углеводорода, относящегося к классу алкадиенов [3]. Структура жирной кислоты отлична от структуры углеводорода замещением углеводородного радикал CH_3 карбоксильной группой COOH. Структурные формулы углеводорода и эфира отличаются тем, что радикал CH_3 замещен группой $COOCH_3$. Указанные особенности химической структуры жирных кислот и их эфиров обусловливают отличия физико-химических свойств биотоплив и нефтяных дизельных топлив (в частности, по теплотворной способности).

Поскольку структурные формулы жирных кислот растительных масел, их эфиров и углеводородов дизельного топлива подобны, все растительные масла являются горючими и могут применяться в качестве моторных топлив.

Важнейшей характеристикой моторных топлив является их теплота сгорания. Для оценки теплоты сгорания топлива используются две характеристики — низшая и высшая теплоты сгорания. При сжигании топлива в калориметре определяется все тепло, включая и то, которое выделяется при конденсации водяных паров. Это общее количество тепла называется высшей теплотой сгорания. В том случае, когда продукты сгорания не охлаждаются до первоначальной температуры, определяется низшая теплота сгорания, не учитывающая тепло, идущее на испарение воды.

Теплота сгорания моторных топлив определяется соотношением атомов водорода и углерода в молекуле (H/C), а также наличием в ней атомов кислорода. Наибольшая теплота сгорания свойственна водороду H, меньшую теплоту сгорания имеет углерод C. Поскольку кислород не является горючим веществом, а сам является окислителем, содержание кислорода в молекулах моторного топлива снижает его теплоту сгорания. Для опреде-

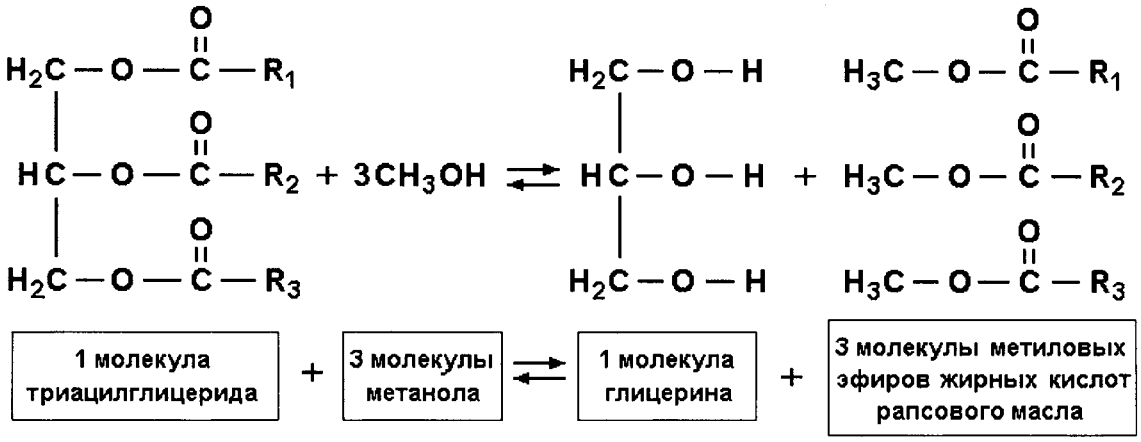

Рис. 6. Реакция этерификации рапсового масла метанолом

ления высшей и низшей теплоты сгорания моторных топлив применяется эмпирическая формула Д. И. Менделеева

$$Q_{\text{высш}} = [81C + 300H - 26(O—S)]4{,}1868 \text{ кДж/кг};$$

$$Q_{\text{низш}} = H_U = [81C + 246H - 26(O—S) - 6W] \times 4{,}1868 \text{ кДж/кг},$$

где C, H, O, S, W — содержание углерода, водорода, кислорода, серы, воды, % (по массе).

В нефтяных моторных топливах содержание кислорода мало и им часто пренебрегают. В молекулах биотоплив на основе растительных масел обычно содержится значительное количество атомов кислорода (около 10 %), что благоприятно сказывается на экологических показателях дизелей, работающих на этих топливах. Но при этом несколько снижается их теплота сгорания [2, 3]. Данные о процентном содержании атомов углерода C, водорода H и кислорода O в молекулах жирных кислот, а также значения их низшей теплоты сгорания приведены в табл. 1. Биотоплива на основе растительных масел отличаются от нефтяных моторных топлив и по ряду других физико-химических свойств — по плотности, вязкости, количеству воздуха, необходимому для сгорания 1 кг топлива и ряду других [2].

Для анализа физико-химических свойств биодизельного топлива (МЭРМ) авторами статьи проведены их исследования с применением инфракрасного (ИК) спектрометра. Использован ИК-Фурье спектрометр "Infralum FT-801", ТУ 4434-151-20506233—98. Хроматографический анализ фракций биодизельного топлива подтверждает образование при перегонке гексановой (капроновой), октановой (каприловой), нонановой (пеларгоновой), декановой (каприновой) кислот и монометиловых эфиров декандиовой (себациновой), нонандиовой (азелаиновой) и октандиовой (пробковой) кислот, окта- и нонадиенов, что соответствует известной схеме радикального окисления по метиленовым группам, находящимся в α-положении к двойной связи [9]. Поскольку термическое разложение компонентов биодизельного топлива в процессе перегонки доказано, можно предположить, что оно происходит и при работе дизеля.

Снизить скорость окислительных и деструктивных процессов в биодизельном топливе можно путем снижения концентрации в нем реакционно-способных непредельных соединений, например, при добавлении синтетических низкомолекулярных эфиров предельных алифатических кислот и спиртов. Биодизельное топливо в этом случае соответствует товарному летнему дизельному топливу практически по всем параметрам, в том числе по фракционному составу.

С использованием метода газовой хроматографии был установлен состав биотоплива, синтезированного из рапсового масла (табл. 3). Анализ проводился в соответствии с требованиями стандарта EN 14103.

В исследуемом биодизельном топливе содержатся в основном метиловые эфиры олеиновой и линолевой кислот. При анализе фракций перегонки биотоплива наблюдалось уменьшение концентраций метиловых эфиров высших кислот, в первую очередь непредельных, и появление на хроматограмме новых пиков с меньшим временем удерживания. Исходя из полученных хроматографических и спектральных результатов, можно предполо-

Таблица 3

Жирнокислотный состав биотоплива, синтезированного из рапсового масла

Метиловый эфир кислоты	Содержание в топливе, %
Миристиновой (тетрадекановой) $C_{14}H_{28}O_2$	0,06
Пальмитиновой (гексадекановой) $C_{16}H_{32}O_2$	4,77
Пальмитолеиновой (гексадекановой) $C_{16}H_{30}O_2$	0,29
Маргариновой (гептадекановой) $C_{17}H_{34}O_2$	0,10
Стеариновой (октадекановой) $C_{18}H_{36}O_2$	1,90
Олеиновой (октадекановой) $C_{18}H_{34}O_2$	59,53
Линолевой (октадекатриеновой) $C_{18}H_{32}O_2$	21,36
Линоленовой (октадекатриеновой) $C_{18}H_{30}O_2$	9,27
Арахиновой (эйкозановой) $C_{20}H_{40}O_2$	0,97
Гадолеиновой (эйкозеновой) $C_{20}H_{38}O_2$	1,35
Эруковой (докозеновой) $C_{22}H_{42}O_2$	0,15
Лигноцериновой (тетракозановой) $C_{24}H_{48}O_2$	0,13
Нервоновой (тетракозеновой) $C_{24}H_{46}O_2$	0,12

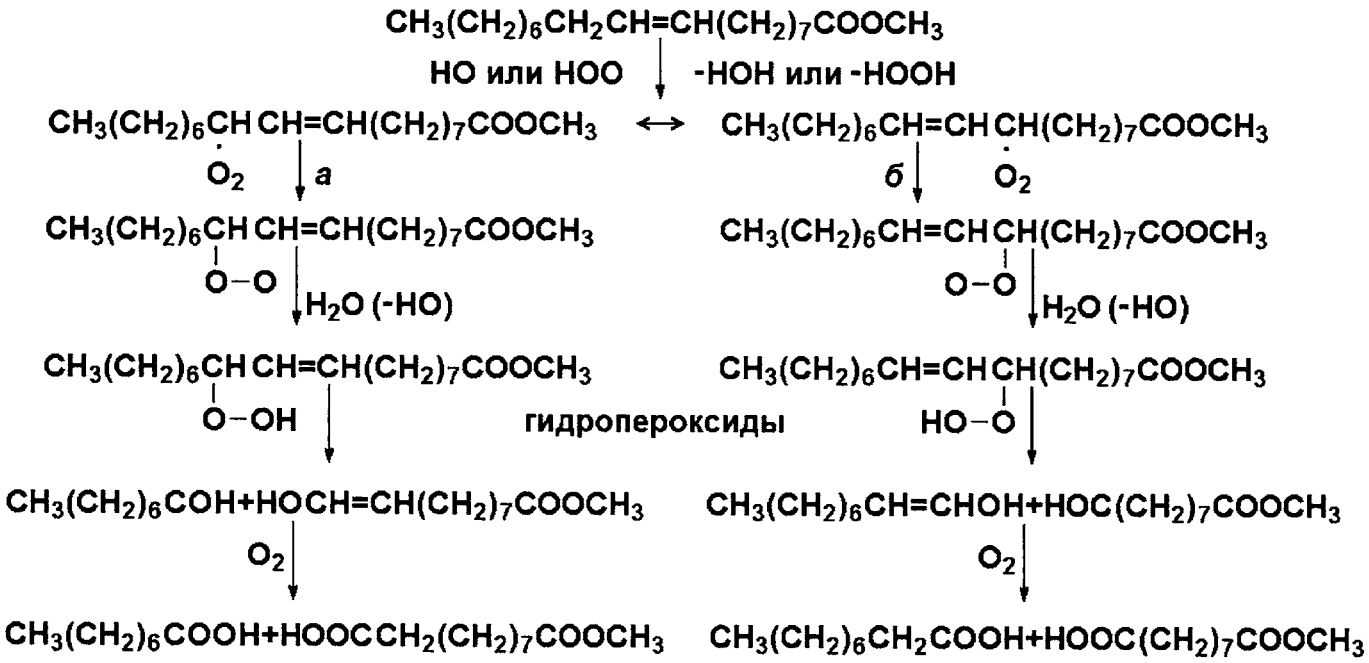

Рис. 7. Схема пероксидного расщепления метилового эфира олеиновой кислоты по 11-му атому углерода

жить пути термических превращений молекул компонентов биодизельного топлива (рис. 7).

Компоненты биотоплива относятся к тому же классу органических соединений (сложные эфиры), что и липиды растительных масел, из которых они были получены. Известно [9], что липиды окисляются по радикальному механизму, тот же механизм можно предположить и для эфиров биотоплива. Радикальная частица атакует метиленовую группу эфира, находящуюся в α-положении к двойной связи, при этом образуется новый радикал аллильного типа, стабилизированный за счет участия π-электронов двойной связи (см. рис. 7). Образовавшийся радикал имеет мезомерное строение и может далее подвергаться превращениям по двум направлениям (см. схему на рис. 7, пути а и б), приводящим к промежуточным гидропероксидам. Гидропероксиды весьма нестабильны: при комнатной температуре распадаются с образованием альдегидов, которые далее окисляются в кислоты — конечные продукты реакции. В результате получаются моно- и дикарбоновые кислоты с более короткими углеродными цепями.

В метиловых эфирах высших карбоновых кислот присутствует несколько метиленовых групп в α-положении к двойной связи (например, в олеиновой кислоте это 8-й и 11-й атомы углерода). Из приведенной схемы видно, что при окислении метилового эфира олеиновой кислоты по 11-му атому углерода может образоваться октановая и нонановая кислота, а также монометиловые эфиры декандиовой и нонандиовой кислот. В случае атаки радикальных частиц по 8-му атому углерода получим нонановую и декановую кислоты, а также монометиловые эфиры нонандиовой и октандиовой кислот.

В линолевой кислоте количество атакуемых атомов увеличивается (это 8-й, 11-й и 14-й атомы). В результате окисления могут образовываться кислоты с еще меньшей молекулярной массой. Наиболее вероятна атака радикальной частицы по 11-му атому углерода, т. к. он находится в α-положении к двум двойным связям. В присутствии кислорода в результате окисления могут образоваться: 2-октеновая, нонановая и гексановая кислоты, а также монометиловые эфиры декандиовой, нонандиовой, 3-додецендиовой кислоты. Но образующиеся непредельные кислоты и эфиры, в свою очередь, также могут подвергаться атаке радикальных частиц. При этом окисление 2-октеновой кислоты даст пентановую, гексановую, малоновую (пропандиовую) и щавелевую (бутандиовую) кислоты, а окисление метилового эфира 3-додецендиовой кислоты даст щавелевую, малоновую и бутандиовую кислоты и монометиловые эфиры декандиовой, нонандиовой и октандиовой кислот.

При атаке линолевой кислоты по 8-му атому углерода могут получиться 3-ноненовая кислота и монометиловый эфир нонандиовой кислоты. При

дальнейшем окислении 3-ноненовой кислоты по 5-му атому углерода могут образоваться пентановая, гексановая, малоновая и щавелевая кислоты. Однако для 3-ноненовой кислоты не исключено еще одно направление атаки — 2-й атом углерода, находящийся в α-положении как к двойной связи, так и к карбоксильной группе. При этом образуется, кроме малоновой, щавелевой и гексановой кислот еще и гептановая.

При атаке линолевой кислоты по 14-му атому углерода получим гептановую и гексановую кислоты и монометиловые эфиры 4-тридецендиовой и 3-додецендиовой кислот. При дальнейшем окислении 4-тридецендиовой кислоты по 3-му атому углерода могут получиться бутандиовая и малоновая кислоты и монометиловые эфиры нонандиовой и декандиовой кислот. При окислении 4-тридецендиовой кислоты по 6-му атому углерода могут получиться бутандиовая и пентандиовая кислоты и монометиловые эфиры нонандиовой и октандиовой кислот.

Предполагаемая схема окисления показывает, что при окислении олеиновой и линолевой кислот теоретически могут образовываться предельные и непредельные моно- и дикарбоновые кислоты и их метиловые эфиры, содержащие от 2 до 13 атомов углерода. При декарбоксилировании кислот возникают алкены и диены с меньшим числом атомов в молекуле.

Хроматографический анализ и фракционный состав биодизельного топлива подтверждают образование при перегонке гексановой (капроновой), октановой (каприловой), нонановой (пеларгоновой), декановой (каприновой) кислоты и монометиловых эфиров декандиовой (себациновой), нонандиовой (азелаиновой) и октандиовой (пробковой) кислот, окта- и нонадиенов.

Экспериментальные исследования дизеля, работающего на биодизельных топливах

Для анализа показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля, работающего на биодизельных топливах, проведены экспериментальные исследования дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) на смесях метилового эфира рапсового масла и дизельного топлива [10, 11]. Указанный дизель выпускается Минским моторным заводом (ММЗ) для малотоннажных грузовых автомобилей ЗИЛ-5301 "Бычок", а его модификации — для автобусов Павловского автомобильного завода (ПАЗ) и тракторов "Беларусь" Минского тракторного завода (МТЗ).

Дизель типа Д-245.12С испытывался на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН на чистом дизельном топливе (ДТ) и на смесях ДТ и МЭРМ с содержанием последнего от 0 до 60 % (объемное содержание). Изменение некоторых физико-химические свойств исследуемых топлив при изменении их состава можно оценить по данным рис. 8. В частности, увеличение содержания МЭРМ в смеси с дизельным топливом $C_{МЭРМ}$ с 0 до 60 % приводит к снижению низшей теплоты сгорания HU с 42,5 до 39,6 МДж/кг и необходимого количества воздуха для сгорания 1 кг топлива l_0 от 14,3 до 13,3 кг/кг, к росту плотности топлива ρ от 830 до 858 кг/м и его вязкости ν с 3,8 до 6,0 мм/с. Такое изменение физико-химических свойств исследуемых топлив оказывает влияние и на показатели исследуемого дизеля.

Результаты проведенных моторных испытаний дизеля типа Д-245.12С на указанных смесевых биотопливах представлены на рис. 9. Данные испытаний дизеля на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ (см. рис. 9, а) свидетельствуют о том, что увеличение содержания МЭРМ в смесевом биотопливе $C_{МЭРМ}$ от 0 до 60 % приводит к некоторому росту часового расхода топлива $G_т$, но из-за меньшей теплоты сгорания биотоплив крутящий момент дизеля M_e при этом изменяется незначительно.

При увеличении содержания МЭРМ в смесевом биотопливе $C_{МЭРМ}$ отмечен рост удельного эффективного расхода топлива g_e, вызванный меньшей теплотой сгорания МЭРМ. Однако при увеличении $C_{МЭРМ}$ в диапазоне от 0 до 20 % из-

менение эффективного КПД η_e не превышало 1 %, что соизмеримо с точностью измерения расхода топлива (см. рис. 9, *а*). Дальнейший рост $C_{МЭРМ}$ (до 40 и 60 %) сопровождался увеличением значения η_e, свидетельствующем о повышении эффективности сгорания таких смесевых топлив.

Рост концентрации МЭРМ в смесевом топливе $C_{МЭРМ}$ приводил к значительному снижению дымности ОГ K_x (см. рис. 9, *а*). Так, на режиме максимальной мощности при росте $C_{МЭРМ}$ с 0 до 60 % дымность K_x монотонно снижалась примерно в 2,6 раза (с 18 до 7 % по шкале Хартриджа). Такое снижение дымности ОГ обусловлено наличием в составе МЭРМ атомов кислорода.

Использование смесевых топлив оказывает влияние на выбросы с ОГ оксидов азота NO_x и монооксида углерода CO (см. рис. 9, *б*). При увеличении содержания МЭРМ в смесевом топливе $C_{МЭРМ}$ с 0 до 20 % интегральные на режимах 13-ступенчатого цикла выбросы оксидов азота e_{NO_x} снизились с 7,286 до 6,542 г/(кВт · ч), т. е. на 10,2 %, а при дальнейшем увеличении $C_{МЭРМ}$ до 40 и 60 % отмечен некоторый рост e_{NO_x} до значений (соответственно до 7,441 и 7,759 г/(кВт · ч)), превышающих эти выбросы при работе на ДТ (7,286 г/(кВт · ч)). Это объясняется повышением максимальных температур сгорания, вызванным указанным выше ростом эффективности сгорания биотоплив.

При росте содержания МЭРМ в смесевом топливе с 0 до 60 % отмечено монотонное снижение удельных массовых выбросов монооксида углерода e_{CO} с 2,834 до 1,932 г/(кВт · ч), т. е. почти в 1,5 раза (см. рис. 9, *б*). Зависимость выбросов углеводородов CH_x от содержания МЭРМ в смесевом топливе имеет более сложный характер. При увеличении $C_{МЭРМ}$ с 0 до 5 % выброс e_{CH_x} уменьшился с 0,713 до 0,626 г/(кВт · ч), т. е. на 12,2 %, а при дальнейшем увеличении $C_{МЭРМ}$ до 20 % выброс e_{CH_x} возрос до 0,727 г/(кВт · ч), т. е. практически до исходного значения e_{CH_x} = 0,713 г/(кВт · ч). С ростом $C_{МЭРМ}$ до 40 и 60 % выброс e_{CH_x} вновь несколько уменьшился до значений соответственно до 0,692 и 0,681 г/(кВт · ч). Но в целом влияние содержания МЭРМ в смесевом топливе на выброс углеводородов не очень значителен.

Проведенные испытания показали возможность значительного улучшения показателей дизеля при его работе на смесях ДТ и МЭРМ. Даже незначительная добавка МЭРМ в дизельное топливо (в количестве 5 или 10 %) позволяет заметно улучшить показатели токсичности ОГ дизеля практически без внесения в их конструкцию каких-либо изменений. Поэтому с учетом регулярного ужесточения требований к токсичности ОГ дизелей перспектива использования МЭРМ в качестве кислородсодержащей присадки к ДТ становится более чем реальной.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Марченко, А. П.** Альтернативное биотопливо на основе производных рапсового масла [Текст] / А. П. Марченко, В. Г. Семенов // Химия и технология топлив и масел, 2001. — № 3. — С. 31—32.
2. **Девянин, С. Н.** 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, 2008. — 340 с.
3. **Семенов, В. Г.** Биодизель. Физико-химические показатели и эколого-экономические характеристики работы дизельного двигателя [Текст] / В. Г. Семенов. — Харьков: НТУ "ХПИ", 2002. — 251 с.
4. **Каргиев, В.** Законодательные инициативы Европейского Союза по стимулированию применения альтернативных видов топлива для транспорта и энергоснабжения [Текст] / В. Каргиев // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо, 2005. — № 5. — С. 56—59.
5. **Давыдова, Е. М.** Развитие топливного рынка ЕС: биодизельное топливо — возобновляемый энергетический ресурс [Текст] / Е. М. Давыдова, B. Harten, Н. Н. Пасхин // Масложировая промышленность, 2005. — № 4. — С. 22—24.
6. **Савельев, Г. С.** Применение газомоторного и биодизельного топлива в автотракторной технике [Текст] / Г. С. Савельев. — М.: ГНУ "ВИМ Россельхозакадемии", 2009. — 216 с.
7. **Биоэнергетика:** Мировой опыт и прогнозы развития / Л. С. Орсик, Н. Т. Сорокин, В. Ф. Федоренко и др. Под ред. В. Ф. Федоренко. — М.: ФГНУ "Росинформагротех", 2008. — 404 с.
8. **Ашпина, О.** Рапс — культура стратегическая [Текст] / О. Ашпина // The Chemical Journal, 2005. — № 9. — С. 40—44.
9. **Тюкавкина, Н. А.** Биоорганическая химия [Текст] / Н. А. Тюкавкина, Ю. И. Бауков. — М.: Дрофа, 2006. — 542 с.
10. **Марков, В. А.** Работа дизелей на смесях дизельного топлива и метилового эфира рапсового масла [Текст] / В. А. Марков, А. Ю. Шустер, С. Н. Девянин // Транспорт на альтернативном топливе, 2009. — № 4. — С. 33—37.
11. **Марков, В. А.** Особенности применения метилового эфира рапсового масла в качестве топлива для дизелей [Текст] / В. А. Марков, А. Ю. Шустер, С. Н. Девянин // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. — М.: Машиностроение, 2010. — № 3. — С. 56—69.

УДК 629.113

А. В. Заятров,
инж., ТГУ,
г. Тольятти,
В. Н. Козловский,
д-р техн. наук,
ОАО
"АВТОВАЗ",
г. Тольятти
E-mail:
Kozlovskaya@tltsu.
ru

Исследование эксплуатационной надежности современных легковых автомобилей

Проведен анализ показателей надежности современных автомобилей российского производства в период их эксплуатации и затрат на ее обеспечение.

***Ключевые слова**: качество, надежность, автомобиль, электрооборудование.*

Проблема анализа показателей надежности и качества продукции автомобильной промышленности актуальна. Решение данной проблемы можно осуществить, оценивая показатели надежности продукции в процессе эксплуатации и определяя взаимосвязь между ними. Для оценки надежности автомобильной техники в качестве критерия периода эксплуатации целесообразнее использовать величину пробега, выраженную в километрах. Данное обстоятельство объясняется тем, что пробег автомобиля (l) является более объективной составляющей эксплуатации, нежели время.

Наиболее эффективное решение поставленной задачи возможно с помощью методов математического моделирования, позволяющих осуществить задачи по накоплению в виде массивов данных по отказам, их обработку, представления данных в аналитической форме, выделение ключевых показателей и прогнозировании их поведения на основе методов теории вероятности и логики. Для построения модели надежности современного автомобиля мы воспользовались электронной базой по отказам наиболее популярных автомобилей российского производства за 2010 г. В процессе работы проведено разделение отказов автомобилей по основным системам и элементам, рассчитаны индексы надежности каждой из систем. В итоге системы, а затем и элементная база проранжированы с точки зрения наиболее важных проблем надежности.

Расположение систем современного легкового автомобиля от наихудшего до наилучшего значения вероятности безотказной работы выглядит следующим образом: система электрооборудования, двигатель внутреннего сгорания (ДВС), система подвески, кузов, система охлаждения, система привода, коробка переключения передач (КПП), рулевой механизм, ступица, сцепление, система выпуска отработавших газов, система отопления салона, тормозная система, топливная система.

Из проведенного анализа надежности систем видно, что наибольшее влияние на эквивалентную надежность всего автомобиля оказывает система электрооборудования. Распределение интенсивности отказов носит нестабильный характер. В анализируемый период наблюдается несколько промежуточных пиков с уменьшающейся амплитудой. Каждый из пиков характеризует период регламентного технического обслуживания.

Таким образом, ключевой системой автомобилей, с точки зрения надежности, является система электрооборудования. Распределение индексов интенсивности отказов подтверждают данный вывод.

Теперь рассмотрим надежность систем системы электрооборудования, с целью идентификации проблем недостаточного качества конструк-

ции и изготовления элементов электроники и электромеханики.

Для реализации поставленной задачи проведено разделение системы электрооборудования на группы элементов. В данной работе на всех рисунках обозначена кривая 1, отражающая характеристики надежности системы электрооборудования в целом. Первая группа элементов системы электрооборудования — электроизделия, в состав которых входят электромеханические преобразователи (2); вторая группа — электронные устройства (3); третья группа — датчики (4); четвертая группа — провода (5), контакты (6), реле (7); пятая группа — исполнительные устройства (8), шестая группа — соединения проводов (9).

Данные ВБР и интенсивности отказов системы электрооборудования приведены на рис. 1 и 2.

Обобщая результаты исследования надежности групп электроизделий автомобиля, видно, что среди всех систем электрооборудования наиболее значимой группой с точки зрения надежности является группа электромеханических преобразователей.

Далее определим взаимосвязь между надежностью и затратами на ее обеспечение для основных систем автомобиля в период эксплуатации.

В качестве входных параметров работы рассматриваются затраты на устранение всех гарантийных отказов системы электрооборудования в течение 2010 г., представленных в виде базы данных, содержащих описательную часть выполненных ремонтов и затрат на их обеспечение.

Для организации эффективного измерения затрат на устранение отказов был разработан ряд математических программ и моделей, где в качестве аргумента в которых рассматриваются затраты на обеспечение заданной надежности. Измерители затрат будут мгновенные (Z_m) — затраты, характеризующие конкретные промежутки эксплуатации, накопленные затраты (Z_n) — затраты на устранение отказов, накопленных на всем иссле-

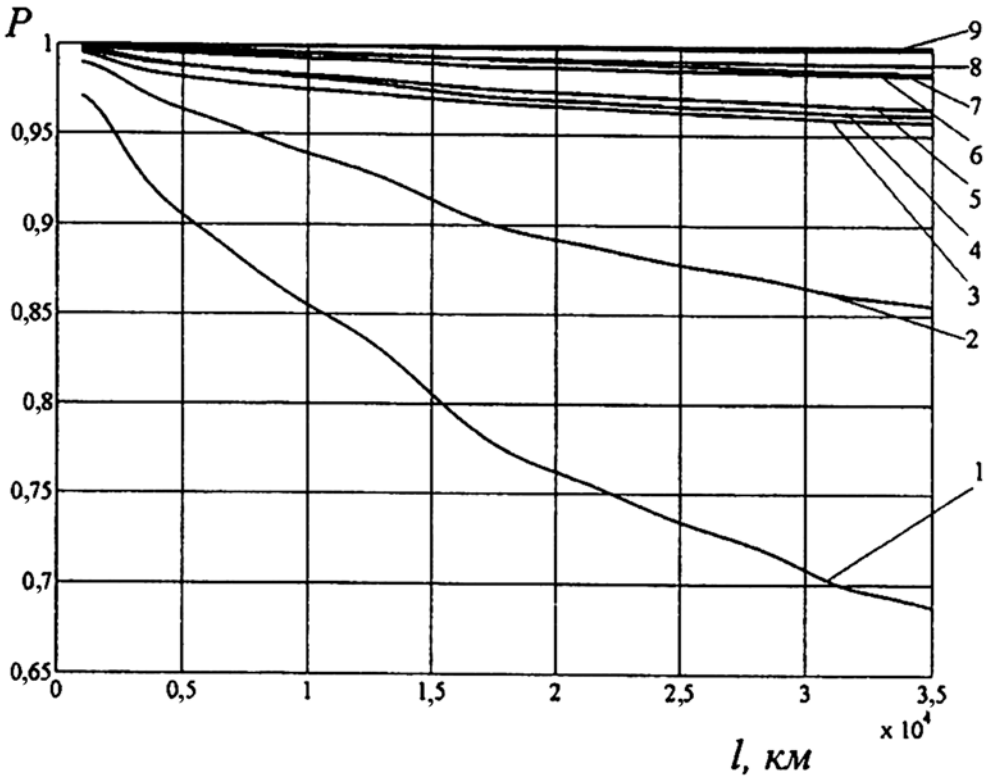

Рис. 1. Динамика изменения вероятности безотказной работы системы электрооборудования автомобиля (P) и основных групп элементов в функции пробега (*l*)

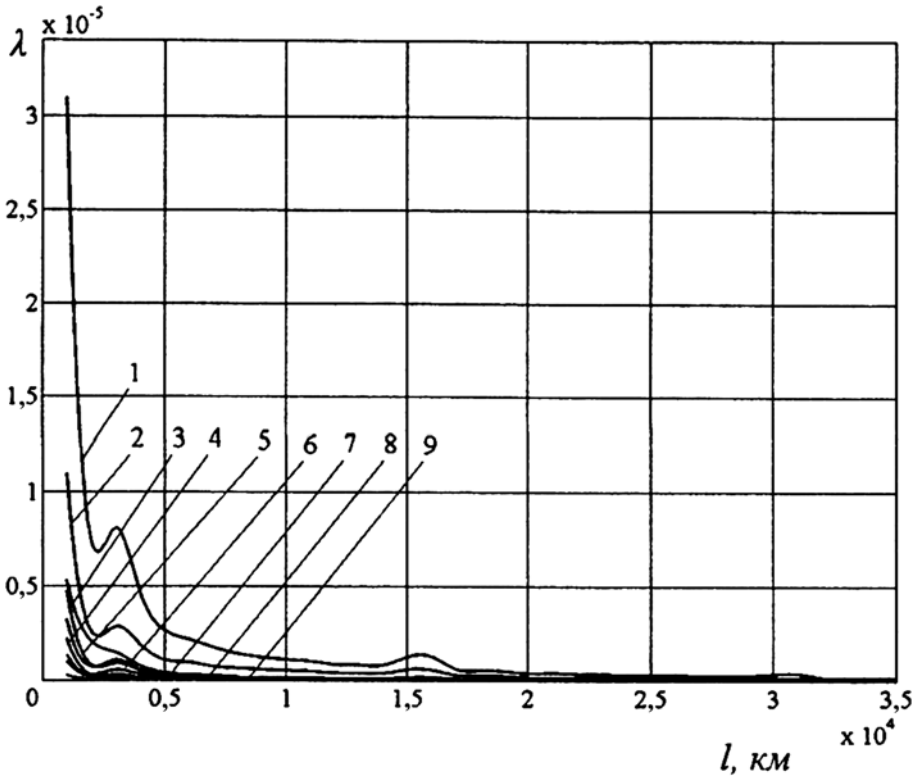

Рис. 2. Динамика изменения интенсивности отказов (λ) системы электрооборудования и основных групп элементов функции пробега (*l*)

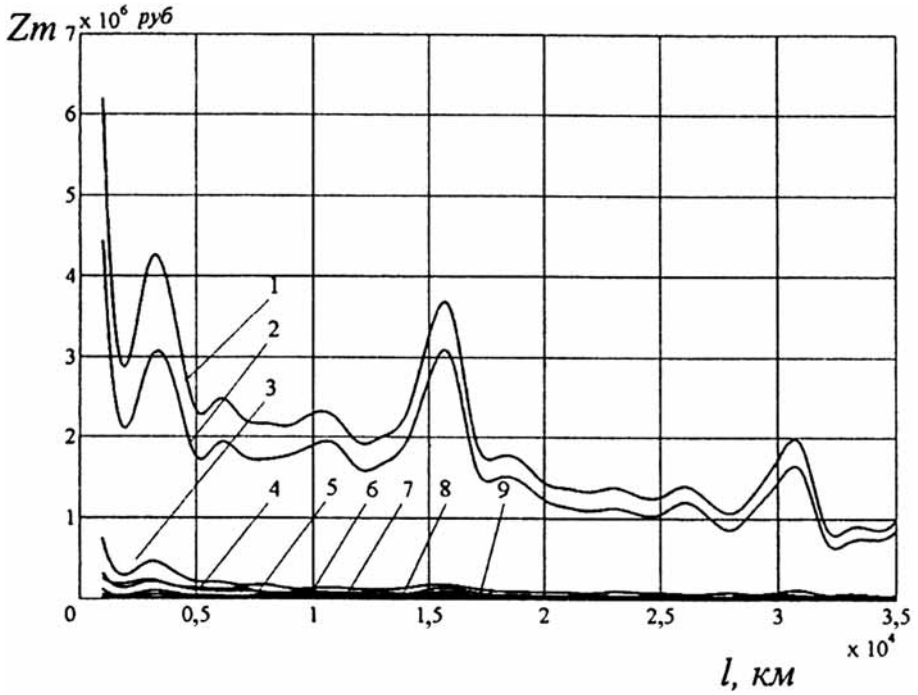

Рис. 3. Распределение мгновенных затрат (Z_m) на устранение гарантийных отказов системы электрооборудования в функции пробега (*l*)

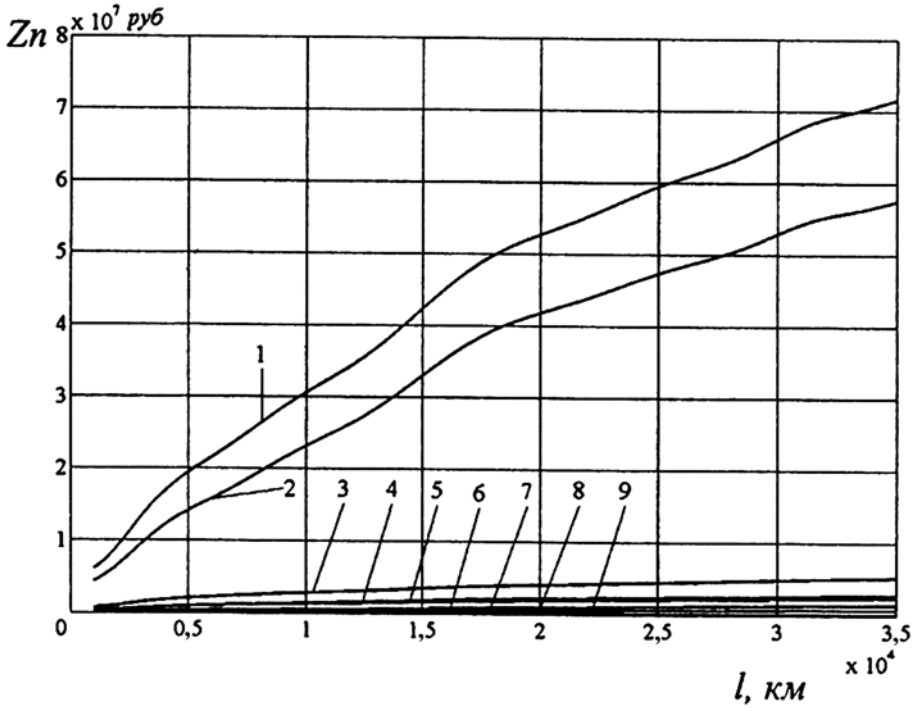

Рис. 4. Распределение накопленных затрат (Z_n) на устранение гарантийных отказов системы электрооборудования в функции пробега (*l*)

дуемом интервале пробега. Все затраты измеряются в рублях.

Графики распределения мгновенных (Z_m) и накопленных (Z_n) расходов на устранение отказов системы электрооборудования в исследуемый период эксплуатации приведены на рис. 3 и 4.

Анализ затрат на устранение отказов системы электрооборудования автомобилей в исследуемом интервале эксплуатационного пробега показывает, что наибольшая доля статей расходов принадлежит группе изделий, содержащих в своем составе электромеханические преобразователи.

Данный показатель на порядок превышает затраты для групп электронных компонентов, датчиков, исполнительных устройств и т. д., что в достаточной степени обосновывает необходимость оценки затрат на устранение отказов изделий данной группы.

Дальнейшее расслоение данных по надежности и затратам группы электромеханических преобразователей позволило выявить наименее надежные элементы данной группы, устранение отказов которых являются самыми затратными. В их число вошли: генераторная установка, электроусилитель руля, электростеклоподъемник.

Таким образом, полученные результаты подтверждают наши предположения о том, что система электрооборудования по прежнему оказывает наибольшее влияние на надежность всего автомобиля, причем группа изделий, имеющих в своем составе электромеханические преобразователи, является самым слабым местом системы. За последние десятилетия прослеживается тенденция к росту мощности бортового электрооборудования за счет установки систем помощи водителю, систем активной и пассивной безопасности и систем комфорта, что, в свою очередь, ведет к росту количества силовых приводов, исполнительных электромеханизмов, электронных компонентов. Следовательно, роль системы электрооборудования в качестве ключевого компонента, определяющего надежность всего автомобиля, будет определяющей и в ближайшем будущем. Все вышеперечисленное требует разработки мероприятий по улучшению качества, в первую очередь, для системы электрооборудования автомобиля.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Ермолин, Н. П.** Надежность электрических машин [Текст] / Н. П. Ермолин, И. П. Жерихов. — Л.: "Энергия", 1976. — 248 с.
2. **Шиндовский, Э.** Статистические методы управления качеством [Текст] / Э. Шиндовский, О. Шюрц. — М.: Машиностроение, 1976. — 600 с.
3. **Ютт, В. Е.** Электрооборудование автомобилей [Текст] / В. Е. Ютт. — М.: Транспорт, 1995. — 304 с.

УДК
629.113.004.67

Л. И. Арзамасцев,
канд. техн. наук,
доц., дир. Смоленского филиала МАДИ,
А. Ф. Синельников,
канд. техн. наук,
проф. МАДИ
E-mail:
afsinelnikov@
mail.ru

Вопросы классификации автомобильных двигателей

Изложены история и развитие двигателей внутреннего сгорания. Приведена классификация современных двигателей внутреннего сгорания по основным признакам.

Ключевые слова: *двигатель, классификация, признаки.*

Развитие двигателей внутреннего сгорания связано с именами Г. Даймлера, К. Бенца, Рикардо, А. Джожда, Г. Гюльдена и др., а также российских ученых Н. Р. Брилинга, Е. К. Мазинга, А. А. Липгарта, Г. Г. Калиша, В. Ю. Гиттиса, И. М. Ленина, А. С. Орлина, Б. С. Стечкина и др.

Выдающийся русский теплотехник Гриневецкий Василий Игнатьевич впервые предложил метод теплового расчета, которым широко пользуются и в наши дни. Примером смелого инженерного решения служит предложенная им поршневая машина с двухступенчатым сжатием и расширением — прообраз комбинированного двигателя внутреннего сгорания.

Член-корреспондент АН СССР, заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор Брилинг Николай Романович, является основоположником теории автомобильных двигателей. Известны исследования Н. Р. Брилинга по изучению теплопередачи в двигателях. Под его руководством сконструированы перспективные быстроходные дизели, ряд оригинальных авиационных и автомобильных двигателей. Он, автор первого учебника по двигателям внутреннего сгорания на русском языке.

Заслуженный деятель науки и техники РСФСР, доктор технических наук, профессор Мазинг Евгений Карлович, развивая идеи своего учителя В. И. Гриневецкого, усовершенствовал методику теплового расчета двигателей, исследовал вопросы генерирования газа и его использование в двигателях. Большое значение имеет диаграмма Е. К. Мазинга, позволяющая наглядно представить неполноту сгорания топлива в двигателях.

Академик АН СССР, профессор Стечкин Борис Сергеевич — выдающийся ученый в области гидроаэромеханики и теплотехники, ученик Н. Е. Жуковского, чьи труды в области термодинамики и газовой динамики лопаточных машин широко используются в теории и практике поршневых и комбинированных двигателей внутреннего сгорания. Б. С. Стечкин внес вклад в исследование индикаторного процесса двигателей.

Академик Н. Н. Семенов, работая в области изучения процесса сгорания топливно-воздушной смеси, разработал новую теорию сгорания смеси, наиболее полно объясняющую те явления, которыми сопровождается процесс сгорания.

Современные двигатели внутреннего сгорания можно классифицировать по следующим основным признакам.

1. По месту процесса сгорания и преобразования теплоты в работу:

— с внешним подводом теплоты, в которых сгорание топлива осуществляется в специальном объеме, соединенным трубопроводами с объемом, где преобразуется теплота в работу (па-

ровые двигатели, работающие по циклу Рэнкина, а также двигатели, работающие по циклу Стирлинга);

— двигатели внутреннего сгорания, в которых получение теплоты и преобразование ее в работу производится во внутрицилиндровом объеме, т. е. над силовым элементом (все поршневые, газотурбинные и роторные двигатели);

— комбинированные — двигатели внутреннего сгорания с преобразованием теплоты в работу при расширении газа в цилиндре и продолженном его расширении в турбине (турбопоршневые двигатели, комбинированные двигатели с силовой турбиной).

2. По способу организации рабочего цикла:

— четырехтактные — рабочий цикл осуществляется в цилиндре за четыре хода поршня, т. е. за два оборота коленчатого вала;

— двухтактные — у которых рабочий цикл осуществляется в цилиндре за два хода поршня, т. е. за один оборот коленчатого вала.

3. По способу действия:

— простого действия — рабочий цикл осуществляется только в одной верхней полости цилиндра;

— двойного действия — рабочий цикл совершается в двух плоскостях цилиндра — в верхней и нижней (в настоящее время не выпускаются);

— с противоположно движущимися поршнями, которые являются по существу двумя двухтактными дизелями простого действия с общей камерой сгорания.

4. По способу подвода теплоты:

— с подводом теплоты при почти постоянном объеме (по изохоре $V = \text{const}$), в основном двигатели с низкой степенью сжатия и принудительным зажиганием топлива (карбюраторные и газовые);

— с подводом теплоты при почти постоянном давлении (по изобаре $P = \text{const}$), двигатели с высокой степенью сжатия, воздушным распылением топлива и самовоспламенением (компрессорные дизели);

— со смешанным подводом теплоты по изохоре ($V = \text{const}$) и затем по изобаре ($P = \text{const}$) — все современные дизели с высокой степенью сжатия, механическим распылением топлива и самовоспламенением от сжатия.

5. По роду применяемого топлива:

— работающие на жидком топливе (бензин, лигроин, керосин, дизельное топливо, моторное, соляровое масло и т. д.);

— работающие на газообразном топливе (сжиженный, сжатый, генераторный и др. газы);

— многотопливные двигатели, приспособленные для работы на широком ассортименте топлив;

— двигатели, работающие на водородном топливе.

6. По способу наполнения цилиндра свежим зарядом:

— без наддува — наполнение цилиндра обеспечивается перемещением поршня;

— с наддувом — рабочая смесь (или воздух) полностью или частично подается в цилиндр под давлением, превышающим давление окружающей среды (свежий заряд перед поступлением в цилиндр предварительно сжимается в специальном компрессоре-нагнетателе).

7. По способу смесеобразования:

— двигатели с внутренним смесеобразованием, в которых горючая смесь образуется внутри цилиндра в процессе сжатия, после подачи в него топлива (дизели; двигатели с искровым зажиганием и впрыском топлива в цилиндр; газовые с подачей газа в цилиндр);

— с внешним смесеобразованием, рабочая смесь образуется вне цилиндра двигателя (карбюраторные, газовые и двигатели с впрыском топлива во впускной трубопровод);

8. По конфигурации камер сгорания (КС):

— с неразделенными однополостными КС;

— с полуразделенными КС (камера расположена в поршне);

— с разделенными КС (предкамерные и вихрекамерные двигатели).

9. По способу воспламенения топлива:

— с самовоспламенением топлива от сжатия свежего заряда (дизели);

— с принудительным зажиганием электрической искрой (карбюраторные, газовые и двигатели с впрыском легкого топлива);

— с комбинированным воспламенением (например, у газодизелей, у которых горючая смесь поджигается за счет самовоспламенения небольшого количества, 10—15%) жидкого распыленного запального топлива;

— с форкамерно-факельным зажиганием, когда смесь в специальной дополнительной камере сгорания воспламеняется искрой, а в основной камере от пламени из дополнительной камеры.

10. По конструктивному исполнению:

— нереверсивные, имеющие одно постоянное направление вращения;

— реверсивные, у которых перемена направления вращения осуществляется реверсивным механизмом;

11. По частоте вращения:

— малооборотные (100—350 мин$^{-1}$);

— среднеоборотные (350—1500 мин$^{-1}$);

— повышенной оборотности (1500—3000 мин$^{-1}$);

— высокооборотные (выше 3000 мин$^{-1}$).

12. По назначению для установки на автомобилях:

— легковых;

— грузовых;

— большегрузных;

— специальных.

Вывод: предлагаемая классификация более точно отражает номенклатуру выпускаемых в настоящее время автомобильной промышленностью современных двигателей внутреннего сгорания.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Двигатели** внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / Под общ. ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. — М.: Машиностроение, 1995. — 456 с.
2. **Морозов, К. А.** Токсичность автомобильных двигателей [Текст] / К. А. Морозов. — М.: Легион-Автодата, 2000. — 80 с.
3. **Автомобильный** справочник BOSCH. Перевод с англ. — М.: За рулем, 2000. — 896 с.
4. **Аппаратура** впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю. И. Будыко, Ю. В. Духнин, В. Э. Коганер, К. М. Маскенсков: Под общ. ред. Ю. И. Будыко. — М.: Машиностроение, 1982. — 144 с.
5. **Покровский, Г. П.** Электроника в системах подачи топлива автомобильных двигателей [Текст] / Г. П. Покровский. — М.: Машиностроение, 1990. — 176 с.

30 октября 2011 г. исполняется 60 лет со дня рождения

Реваза Зурабовича Кавтарадзе —

**доктора технических наук,
профессора кафедры "Поршневые двигатели"
Московского государственного
технического университета им. Н. Э. Баумана"**

Реваз Зурабович родился 30.10.1951 г. В 1973 г. с отличием окончил Грузинский политехнический институт в г. Тбилиси. В 1975—1978 гг. был аспирантом МГТУ им. Н. Э. Баумана (руководитель — профессор М. Г. Круглов). С 1982 г. работал в МГТУ им. Н. Э. Баумана младшим научным сотрудником, старшим научным сотрудником, заведующим лабораторией, доцентом. В 1978 г. защитил кандидатскую, а в 1991 г. докторскую диссертацию. С 1993 г. по настоящее время работает профессором кафедры "Поршневые двигатели" МГТУ им. Н. Э. Баумана.

Р. З. Кавтарадзе является известным ученым в области теории поршневых двигателей и теории теплообмена, создателем научной школы локального теплообмена в поршневых двигателях. В рамках этой школы им развиты научные направления: нестационарный радиационно-конвективный теплообмен в камерах сгорания и теплофизические процессы в двигателях, конвертированных на различные газообразные топлива.

Р. З. Кавтарадзе разработаны оригинальные методы расчетно-теоретического и экспериментального исследования локального теплообмена в камерах сгорания, улучшения экологических характеристик двигателей, созданы математические модели сложного (радиационно-конвективного) теплообмена и рабочего процесса в двигателях. В отечественной и зарубежной научно-технической литературе широко используются формулы Р. З. Кавтарадзе для расчета задержки воспламенения в двухтопливных двигателях (в газодизелях).

Р. З. Кавтарадзе ведет активное сотрудничество с крупными российскими и зарубежными производителями поршневых двигателей. Его разработки нашли практическое применение на заводах КАМАЗ, ВТЗ, ЗМЗ, Daimler-Benz, MAN и др. В последние годы им выполнены исследовательские работы по конвертированию дизелей на природный газ и на водород. По этой тематике им подготовлена и сдана в издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана монография, выход которой планируется в 2011 г.

Р. З. Кавтарадзе опубликовано более 150 научных работ, в том числе 9 книг: монографий, учебников и учебных пособий, получено 2 авторских свидетельства. Его известные учебники монографического характера "Теория поршневых двигателей. Специальные главы" (2008 г. — 720 с., гриф УМО РФ) и "Локальный теплообмен в поршневых двигателях" (2-е изд., 2007 г. — 472 с., гриф Министерства образования РФ, первое издание удостоено премии МГТУ им. Н. Э. Баумана за 2002 г.), изданные издательством МГТУ им. Н. Э. Баумана, широко используются в российских и зарубежных технических университетах. Они находят широкое применение на заводах и в КБ при проектировании новых, перспективных поршневых двигателей, а также при исследовании и доводке существующих.

Р. З. Кавтарадзе ведет активную научно-исследовательскую и научно-организационную работу. За последние 5 лет являлся и является руководителем и исполнителем

3 грантов РФФИ, 4 работ по Госконтрактам, хоздоговорных работ. Ему принадлежит большая заслуга в подготовке научных кадров. Подготовил 12 кандидатов и 3 докторов наук. В настоящее время является научным консультантом 2 докторских диссертаций, руководителем 4 аспирантов. Результатом четкой организации научной работы является то, что практически все ученики профессора Р. З. Кавтарадзе диссертацию выполнили в намеченные сроки. Среди его учеников в настоящее время многие стали руководителями различных научных, технических и учебных подразделений российских и зарубежных университетов, исследовательских и промышленных учреждений.

Научные достижения Р. З. Кавтарадзе получили международное признание. Он неоднократно приглашался для ведения научной работы, чтения лекций и научных докладов в крупнейшие зарубежные университеты: Мюнхенский технический университет (1990, 1995, 1999, 2009, 2010 гг.), Ростокский университет (1986, 1987, 1994, 1995 гг.), Пекинский технологический институт (1998, 2002 гг.), в Брайтонский технический университет (2003, 2008 гг.). В настоящее время проводит совместные работы с фирмой AVL (Австрия). Его научные работы опубликованы в Германии, США, КНР, Чехии и в других странах мира.

Р. З. Кавтарадзе является членом Национального комитета по теплообмену РАН, членом диссертационных советов в МГТУ им. Н. Э. Баумана, Российском университете дружбы народов и Тульском государственном университете, членом редколлегии международного научно-технического журнала "Транспорт на альтернативном топливе". Ему 3 раза (1990, 1994, 1999 гг.) была присвоена научная стипендия Немецкой службы академического обмена (DAAD), 2 раза (2000, 2002 гг.) — Государственная стипендия в области "Энергетика и информатика", а в 2002 г. — премия МГТУ им. Н. Э. Баумана. Удостоен звания "Лучший преподаватель МГТУ им. Н. Э. Баумана" (2009 г.).

Это прекрасный семьянин, интеллигентный и коммуникабельный человек. Пользуется большим авторитетом среди сотрудников и студентов университета. Его уважают как принципиального и требовательного преподавателя, прекрасного лектора, умеющего привлекать молодежь к научно-исследовательской работе.

Издательство "Машиностроение", редакционный совет журнала "Грузовик", коллеги по работе поздравляют Реваза Зурабовича с юбилеем. Желают здоровья, творческих успехов и всего хорошего.

Abstracts of articles

2 *Yakovlev P. V., Dragunov G. D.* Frequency analysis of dynamic systems car URAL-63685

One of the most important characteristics of dynamic systems in motor vehicles is the range of natural frequencies. Proper formation of this spectrum in the design of knowledge transfer and the parameters of natural oscillations is necessary for the investigation of particularly dangerous for the power transmission vehicles resonant modes. In this way you can achieve an acceptable level of harmful influence of the resonance modes on the longevity of the power transmission

Keywords: automobile Ural-63685, dynamical system, elastic characteristics, natural frequencies, frequency analysis, a method of Tolle

11 *Schurin K. V., Savinkov A. N.* The concept of structural parameters of formation of rolling stock urban passenger transport

The influence of design parameters of the rolling stock of urban passenger transport, in particular the trolleybus. The problems and imperfections in the construction of a trolley bus, which are subject to change to create a vehicle for urban passenger transportation that meets the requirements of modern cities, large and medium cities.
Proposed changes to the design of a trolley bus, transforming it into an autonomous vehicle — elektrobus, with a description of the algorithm works under different driving conditions.

Keywords: trolley, elektrobus, diesel generatorsets, electric urban transport, non-autonomous

17 *Sandulyak A. V., Svistunov D. I., Sandulyak D. A., Ershova V. A.* About possibilities of magnetic ferroimpurities control in petroleum in three (as minimum) operations.

There were shown some defects of existing methods of magnetic ferroimpurities control in fuel and other medium. These methods are relying only on the fact of ferroimpurities extraction without a well-founded quantitative estimation of this extraction grade and concentration of ferroimpurities. The precision magnetic control method, which is based on polyoperational magneto-phoresis, was analyzed and further developed. There were shown possibilities for three operations with the subsequent exponential extrapolation. Dimentional histograms of ferroimpurities in petroleum are given with information regarding number, volume and square of surface.

Keywords: ferroimpurities, magnetic control, sectional filter-analyzer, *m*, *n*-dependence, exponential extrapolation

24 *Bazaeva N. C., Maliovanov M. V., Khmelev R.* Features of settlement research of a piston internal combustion engine as united dynamic system

The system approach to the mathematical description of a piston internal combustion engine "as a whole" is stated. Results of complex calculation of functioning of the engine in time as united dynamic system in the transitive and established regimes are presented.

Keywords: a piston internal combustion engine, the system approach, mathematic modeling

31 *Markov V. A., Nagornov S. A., Devyanin S. N., Bykovskaja L. I.* Molecular and fatty acid composition of biodiesel fuels made from vegetable oils

The structural composition of a biodiesel fuel derived from rapeseed oil has been investigated. The interconnection between the combustion value of mixed biofuels and the characteristics of a diesel engine running on these fuels is demonstrated.

Keywords: diesel engine, diesel fuel, rapeseed oil methyl ester, mixed biofuel, exhaust gases toxicity

39 *Zayatrov A. V., Kozlovskiy V. N.* Investigation reliability of electric equipment system and cost of its ensuring of modern cars

In work are performed analyzes the reliability of modern cars, produced in Russia during the period of their operation and costs of its ensuring.

Keywords: quality, reliability, car, electric equipment

43 *Arzamastsev L. I., Sinelnikov A. F.* Questions of classification of automobile engines

The article describes the history and development of internal combustion engines. The classification of modern internal combustion engines on the main grounds.

Keywords: engine, classification, signs

Художественный редактор *Т. Н. Галицына.* Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*

Сдано в набор 20.09.2011. Подписано в печать 28.10.2011. Формат 60 × 88 1/8. Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 5.88. Уч.-изд. л. 6,59.

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