Грузовик

1
2016

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель
ООО "Издательство Машиностроение"
Главный редактор С.Н. ПЕДЕНКО

Редакционный совет

Д.Х. Валеев,
д-р техн. наук
В.А. Волчков
С.М. Гайдар,
д-р техн. наук
Л.В. Грехов,
д-р техн. наук, проф.
В.А. Зорин,
д-р техн. наук
Н.А. Иващенко,
д-р техн. наук
В.В. Комаров,
канд. техн. наук
В.А. Марков,
д-р техн. наук, проф.
А.Н. Ременцов,
д-р пед. наук, канд. техн. наук
О.Н. Румянцева,
ген. дир. ООО "Издательство "Инновационное машиностроение"
А.Ф. Синельников,
канд. техн. наук, проф.
А.А. Солнцев,
д-р техн. наук
В.С. Устименко,
канд. техн. наук
Х.А. Фасхиев,
д-р техн. наук, проф.
Н.Д. Чайнов,
д-р техн. наук, проф.

Корпункт:
Я.Е. Карповский (г. Минск)

Адрес редакции:
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 12
Тел. (499) 269-48-96
E-mail: gruzovik@mashin.ru; http://www.mashin.ru

Адрес издательства
107076, Москва, Колодезный пер., дом 2-а, стр. 2
Тел. (495) 661-03-36

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

Подписной индекс:
по каталогу "Роспечать" 373409,
по объединенному каталогу
"Пресса России" 39799,
по каталогу "Почта России" 25782

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2016

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

В НОМЕРЕ:

Конструкция

3 *Савкин А. Н., Андроник А. В., Сатиш С.* Анализ передней подвески малотоннажного грузового автомобиля

Исследования. Расчет

13 *Чернышов К. В., Рябов И. М., Ковалев А. М., Еронтаев В. В.* Вывод законов оптимального регулирования динамического гасителя колебаний вращательного действия для подвески автомобиля при гармоническом возмущении

19 *Трофименко Ю. В., Якубович А. Н.* Оценка соответствия транспортно-логистической инфраструктуры мерам по ограничению использования грузовых автомобилей на отдельных территориях мегаполиса

25 *Филатов М. И., Пузаков А. В.* Обоснование параметров оценки технического состояния автомобильных генераторов на основе моделирования неисправностей

Транспортный комплекс

30 *Кокодеева Н. Е., Чванов А. В., Карпеев С. В., Кочетков А. В., Янковский Л. В.* Проблемы и процедуры вступления в действие технического регламента Таможенного союза "Безопасность автомобильных дорог"

Практика

33 *Антипенко В. С., Галкин К. В.* Информационные методы управления запасами со стохастическими спросом и временем задержки

Экология

37 *Марков В. А., Девянин С. Н., Улюкина Е. А., Пуляев Н. Н.* Использование смесей дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла в качестве моторного топлива

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

Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

Truck

1
2016

SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder
JSC Mechanical Engineering Publishing House
Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

Editorial council

D.Kh. Valeev, dr.en.s.
V.A. Volchkov
S.M. Gaydar, dr.en.s., prof,
L.V. Grekhov, dr.en.s., prof.
V.A. Zorin, dr.en.s.
N.I. Ivashchenko, dr.en.s.
V.V. Komarov, PhD in en.s.
V.A. Markov, dr.en.s., prof.
A.N. Rementsov, dr.Hab, PhD in en.s.
O.N. Rumyantseva, General Director, JSC "Publisher "Innovative Engineering"
A.F. Sinel'nikov, PhD in en.s., prof.
A.A. Solntsev dr.en.s.
V.S. Ustimenko, PhD in en.s.
Kh.A. Faskhiev, dr.en.s., prof.
N.D. Chaynov, dr.en.s., prof.

Correspondent's office:
Ya.E. Karpovsky (Minsk)

Address of the editorial office:
107076, Moscow, Koiodezny Lane, house 2, p. 12
Ph. (499) 269-48-96
E-mail: qnjzovik@mashin.ru; snp748@yandex.ru
http://www.mashin.ru

Address of publishing house
107076, Koiodezny Lane, house 2, p. 2
Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered in Roskomnadzor.
Registration number PI No. FS77-42764
of November 26, 2010.

Subscription index:
according to the catalog "Rospechat" 373409,
according to the integrated catalog
"Press of Russia" 39799,
according to the catalog "Russian Post" 25782

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2016

The reprint of materials from the "Truck" magazine is possible at obligatory written coordination with editorial office of the magazine. At the link to the "Truck" magazine is obligatory for a reprint of materials.

For contents of advertizing materials responsibility is born by the advertiser.

CONTENTS:

Design

3 *Savkin A. N., Andronik A. V., Satish S.* Front suspension analysis of light commercial vehicle

Research. Calculation

13 *Chernyshov K. V., Ryabov I. M., Kovalyov A. M., Erontayev V. V.* A conclusion of LAWS of optimum regulation of the dynamic quencher of fluctuations of rotary action for the car suspension bracket at harmonious indignation

19 *Trofimenko Y. V., Jakubovich A. N.* Conformity assessment of transport and logistics infrastructure measures to limit the use of trucks in some areas of the metropolis

25 *Filatov M. I., Puzakov A. V.* Justification of parameters of the assessment of technical condition of automotive alternators based on modelling of failures

Transportation complex

30 *Kokodeeva N. E., Chvanov A. V., Karpeev S. V., Kochetkov A. V., Yankovsky L. V.* Problems and procedures of the introduction in action of technical regulations of the customs union "Safety of highways"

Practice

33 *Antipenko V. S., Galkin K. V.* Information methods of storekeepng with stochastic demand and time a delae

Environment

37 *Markov V. A., Devyanin S. N., Ul'ukina E. A., Pulyaev N. N.* Using diesel fuel and sunflower oil methyl ester mixtures as a motor fuel

The magazine is included into the list of the approved VAK of the Russian Federation of editions for the publication of works of competitors of academic degrees

System of the Russian index of scientific citing www.elibrary.ru

Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 669.14:539.431

А. Н. Савкин, д-р техн. наук, e-mail: tfpic@vstu.ru, **А. В. Андроник**, аспирант,
Волгоградский государственный технический университет, e-mail: tank_leclerc@mail.ru,
С. Сатиш, BiSS Labs, Бангалор, Индия, e-mail: satish@biss.in

АНАЛИЗ ПЕРЕДНЕЙ ПОДВЕСКИ МАЛОТОННАЖНОГО ГРУЗОВОГО АВТОМОБИЛЯ

В настоящей работе приведен аналитический и конечно-элементный статический анализ конструкции передней зависимой подвески грузового автомобиля малой грузоподъемности, разработанного японским автопроизводителем. Выведены формулы расчета усилий для наклонного шкворня. Продемонстрирована неоднозначность результатов, получаемых методом конечных элементов.

Ключевые слова: *подвеска, грузовой автомобиль, анализ конструкции, конечно-элементный метод.*

A.N. Savkin, A.V. Andronik, S. Satish

FRONT SUSPENSION ANALYSIS OF LIGHT COMMERCIAL VEHICLE

Analytical and finite-elemental static analysis of structure for front rigid-axle suspension of light commercial vehicle developed by Japanese automobile manufacturer is given at the present paper. Formulas for reaction calculation of inclined steering pivot are derived. Results ambiguity due to finite-elemental method is demonstrated.

Keywords: *suspension, light commercial vehicle, structural analysis, finite-elemental method.*

Описание конструкции

Летом 2012 г. один из японских автопроизводителей обратился к руководству компании BiSS (Бангалор, Индия) с заказом на проведение коммерческих натурных усталостных испытаний компонентов передней подвески малотоннажного грузового автомобиля (рис. 1). Также заказчик одобрил инженерный анализ конструкции; часть этого анализа публикуется в настоящей работе. Цель настоящей статьи — провести сравнительный анализ аналитического и конечно-элементного расчета.

Исследуемая подвеска относится к зависимым подвескам на листовых рессорах. Эта подвеска является "старым" и дешевым решением, а ее совершенствование предполагает замену листовых рессор на пружины и торсионы. Хотя в грузовом автомобиле малой грузоподъемности недостатки листовых рессор малы [1]. Подвеска проста, прочна и жестка, поэтому распространена среди грузовиков, автобусов и легковых автомобилей высокой проходимости. Конструктивными недостатками подвески являются значительная неподрессоренная масса, большой расход пространства и значительная передача поворотного усилия через балку от одного колеса другому.

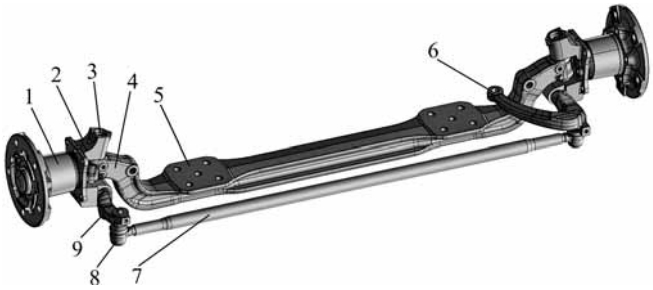


Рис. 1. Компоненты передней рессорной зависимой подвески грузового автомобиля с правым расположением руля:

1 — ступица колеса; *2* — поворотная цапфа; *3* — шкворень; *4* — балка; *5* — рессорная подушка; *6* — правый верхний рычаг; *7* — поперечина; *8* — нижний рычаг; *9* — левый верхний рычаг

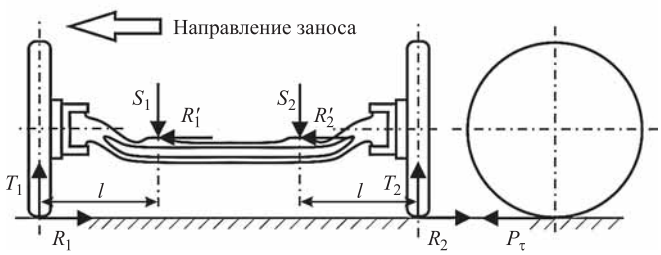


Рис. 2. Схема сил, действующих на балку передней оси:
T_1 и T_2 — вертикальные реакции на колеса от веса автомобиля; S_1 и S_2 — силы, действующие от рессор; R_1 и R_2 — боковые реакции при повороте или заносе; P_τ — тормозное усилие

Эти недостатки приводят к появлению шимми, покачивания оси и паразитному подруливанию при переезде препятствий, что означает тряску при езде по неровной дороге и не лучшую устойчивость на поворотах, поэтому подвеска не применяется в автомобилях с высокими техническими характеристиками [2].

Балка моста зависимой подвески является элементом ее направляющего устройства: она соединяет колеса моста между собой и через подвеску — с несущей системой автомобиля, передавая последней воздействие, возникающее при взаимодействии колес с дорогой. Балки изготавливают в виде поковок двутаврового сечения как единое целое с цапфами и рессорными подушками [3].

Аналитический расчет в статической формулировке

Прочностной расчет переднего моста подразумевает расчет балки, поворотных цапф, шкворней и втулок шкворней.

Расчет балки передней оси включает оценку трех случаев нагружения: торможение; поворот (занос); переезд неровностей дороги (подпрыгивание). Схема сил, действующих на переднюю ось, приведена на рис. 2 [4].

Рассмотрим режим торможения. Очевидно, ось испытывает изгиб и кручение. Ось изгибается в вертикальной плоскости вследствие реакций колес и в горизонтальной — от тормозного усилия.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости полубалки от веса автомобиля:

$$M_T = \frac{G_1 l}{2}, \qquad (1)$$

где G_1 — вертикальная нагрузка на передний мост; l — расстояние от опорной точки колеса до центра рессорной подушки.

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости полубалки вследствие торможения:

$$M_R = \frac{G_1 l \varphi_x}{2}. \qquad (2)$$

Наибольшее замедление автомобиля и, следовательно, нагрузка на передний мост имеет место, если тормозные силы на колесах обоих осей достигают максимальных значений одновременно, причем достигает равенство оптимального и фактического коэффициентов сцепления с дорогой $\varphi_0 = \varphi_x$, хотя на практике φ_x обычно ниже. В расчете принято $\varphi_x = 0{,}8$.

Расчетное сечение находится в месте крепления рессоры или занимает среднее сечение балки. Однако подушка усиливает балку в месте крепления рессоры, потому за расчетное принимается сечение, расположенное рядом. Наибольшие напряжения и поломка оси характерны для этого сечения.

Скручивающий момент полубалки, действующий в опасном сечении на участке от поворотной цапфы до рессорной подушки, определяется:

$$M_\tau = \frac{G_1 l \varphi_x r}{2}, \qquad (3)$$

где r — радиус колеса при торможении.

В отличие от статического радиуса, точное определение фактического радиуса колеса затруднено. Процесс торможения увеличивает фактический радиус, причем он зависит как от интенсивности торможения, так и от скорости автомобиля. Перевозимый груз уменьшает фактический радиус. Ввиду большого количества факторов влияния, фактический радиус приравнивают к статическому:

$$r = \frac{D}{2} + Q(1 - \lambda), \qquad (4)$$

где D — диаметр обода колеса; Q — высота профиля шины в свободном состоянии; λ — коэффициент радиальной деформации шины. В расчете принято $\lambda = 0{,}12$.

Напряжение от скручивания вычисляется согласно выражению:

$$\sigma_\tau = \frac{M_\tau}{W_{b3}}. \qquad (5)$$

Сложное напряжение, вызываемое изгибающими моментами, определяется как сумма компонентов:

$$\sigma_{TR} = \frac{M_T}{W_{b1}} + \frac{M_R}{W_{b2}}. \qquad (6)$$

Так как сечение упрощенно представляется двутавровым, то для расчета моментов сопротивления балки разумно использовать формулы:

$$W_{b1} = \frac{BH^3 - bh^3}{6H}; \quad (7)$$

$$W_{b2} = \frac{(H-h)B^3 + h(B-b)^3}{6H}; \quad (8)$$

$$W_{b3} = \frac{(H-h)^2(H+2b)}{18}. \quad (9)$$

Рассмотрим режим поворота. Здесь и ниже рассматривается случай левого поворота (заноса), при котором боковые реакции от колес направлены вправо. Тормозные усилия отсутствуют, поэтому ось испытывает только сложный изгиб, различный для разных концов балки. Для обозначения величин, относящихся к левой половине балки, будет применяться индекс *A*, а для правой половины балки — индекс *C*. Реакции от колес, действующие на левую и правую половины балки:

$$T_A = \frac{G_1}{2}\left(1 + \frac{2\varphi_y z}{V}\right); \quad (10)$$

$$R_A = \frac{G_1\varphi_y}{2}\left(1 + \frac{2\varphi_y z}{V}\right); \quad (11)$$

$$T_C = \frac{G_1}{2}\left(1 - \frac{2\varphi_y z}{V}\right); \quad (12)$$

$$R_C = \frac{G_1\varphi_y}{2}\left(1 - \frac{2\varphi_y z}{V}\right), \quad (13)$$

где V — передняя колея автомобиля; φ_y — коэффициент поперечного сцепления колеса с дорогой.

Изгибающий момент в вертикальной плоскости для левой и правой половин балки передней оси соответственно определяются из уравнений:

$$M_A = \frac{G_1}{2}\left(1 + \frac{2\varphi_y z}{V}\right)(l - \varphi_y r); \quad (14)$$

$$M_C = \frac{G_1}{2}\left(1 - \frac{2\varphi_y z}{V}\right)(l + \varphi_y r). \quad (15)$$

Коэффициент поперечного сцепления зависит от тех же факторов, что и коэффициент продольного сцепления. При движении по асфальтовой дороге принимают $\varphi_x = 0{,}7\varphi_y$.

Расчетное сечение для правой половины балки расположено рядом с рессорной подушкой, как и в расчете режима торможения, а для левой половины балки — рядом с поворотной цапфой. Напряжения, вызываемые изгибающими моментами в вертикальной плоскости для левой и правой частей балки, определяются соответственно формулами:

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_{b1}}, \quad (16)$$

$$\sigma_C = \frac{M_C}{W_{b1}}. \quad (17)$$

Рассмотрим режим переезда неровностей дороги. При переезде неровностей дороги вертикальная нагрузка на ось превышает статическую вертикальную в 2—3 раза. Напряжение в переднем мосту обусловливается и инерцией оси при езде по дороге с развитым микропрофилем. Вследствие небольшого веса оси эти напряжения невелики, поэтому горизонтальными нагрузками пренебрегают.

Вертикальная сила может быть определена по формуле:

$$T_A = T_c = \frac{G_1}{2}k_d, \quad (18)$$

где k_d — коэффициент динамичности. Осевая нагрузка по условию учитывает перегрузку и значительно превышает нормативное значение, потому в расчете принято невысокое значение $k_d = 2{,}5$.

Момент, изгибающий переднюю ось в опасном сечении около рессорной подушки и посередине балки, действует в вертикальной плоскости:

$$M_T = \frac{G_1}{2}k_d l, \quad (19)$$

где k_d — коэффициент динамичности. В расчете принято $k_d = 2{,}5$.

Напряжение, изгибающее ось в вертикальной плоскости:

$$\sigma_T = \frac{M_T}{W_{b1}}. \quad (20)$$

Для поворотной цапфы рассчитывают напряжения от изгибающего момента у его основания при тех же эксплуатационных режимах: торможение; поворот (занос); переезд неровностей дороги (подпрыгивание). Схема сил, действующих на поворотную цапфу, приведена на рис. 3 [5].

Для поворотной цапфы характерна работа при переменном нагружении, поэтому излом обычно

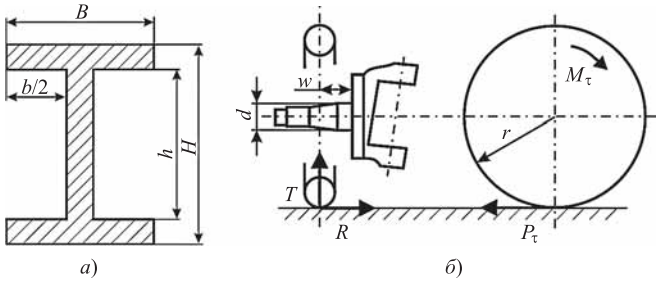


Рис. 3. Двутавровое сечение балки моста и схема сил, действующих на поворотную цапфу при торможении

наступает по причине усталости. Цапфа рассчитывается на изгиб, но не на кручение. Радиус закругления в основании шипа концентрирует напряжения и приводит к развитию усталости.

Рассмотрим режим торможения. Изгибающий момент от действия вертикальной и тормозной сил определяется формулой:

$$M_{TR} = \frac{G_1 w\sqrt{1+\varphi_x^2}}{2}, \qquad (21)$$

где w — расстояние между точкой опоры колеса и основанием шипа поворотной цапфы.

Изгибные напряжения определяются по формуле:

$$\sigma_{TR} = \frac{M_{TR}}{W_k}, \qquad (22)$$

где W_k — момент сопротивления изгибу круглого сечения шипа цапфы.

Момент сопротивления сечения шипа изгибу вычисляется из выражения:

$$W_k = \frac{\pi d_k^3}{32}, \qquad (23)$$

где d_k — диаметр шипа поворотной цапфы.

Рассмотрим режим поворота. Вертикальная и боковая силы для левой и правой цапф определяются согласно формулам (12)—(15). Изгибающие моменты в вертикальной плоскости для левой и правой цапф определяются формулами:

$$M_A = \frac{G_1}{2}\left(1+\frac{2\varphi_y z}{V}\right)\left(w-\varphi_y r\right); \qquad (24)$$

$$M_C = \frac{G_1}{2}\left(1-\frac{2\varphi_y z}{V}\right)\left(w+\varphi_y r\right). \qquad (25)$$

Изгибные напряжения соответственно определяются формулами:

$$\sigma_A = \frac{M_A}{W_k}, \qquad (26)$$

$$\sigma_C = \frac{M_C}{W_k}. \qquad (27)$$

Рассмотрим режим переезда неровностей дороги. Вертикальная нагрузка на цапфу определяется формулой:

$$T_A = T_c = \frac{G_1}{2}k_d. \qquad (28)$$

Изгибающий момент, возникающий при переезде неровностей, определяется формулой:

$$M_T = \frac{G_1 k_d w}{2}. \qquad (29)$$

Напряжения при переезде неровностей определяются формулой:

$$\sigma_T = \frac{M_T}{W_k}. \qquad (30)$$

При расчете шкворня исходят из тех же видов нагрузки, что для балки и поворотной цапфы. Шкворень рассчитывается на изгиб и срез под влиянием воздействий от цапфы. Напряжения в шкворне от вертикальной силы малы, поэтому учитывают два режима: торможение; занос оси [5].

Рассмотрим режим торможения. На рис. 4 изображена соответствующая схема сил воздействия на шкворень, наклоненный под углом β. Под влиянием вертикальной силы создаются силы $S_1^{'}$ и $S_1^{''}$, определяемые соответственно:

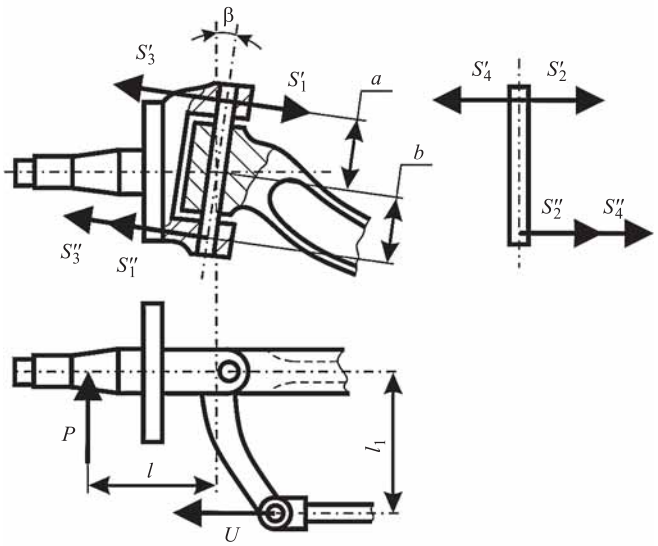


Рис. 4. Схема сил, действующих на шкворень в режиме торможения

$$S_1' = \frac{G_1}{2}\left(\frac{l_2}{a+b} - \frac{\sin\beta}{2}\right); \quad (31)$$

$$S_1'' = \frac{G_1}{2}\left(\frac{l_2}{a+b} + \frac{\sin\beta}{2}\right), \quad (32)$$

где a — расстояние между точкой действия верхней реакции и осью цапфы; b — расстояние между точкой действия нижней реакции и осью цапфы.

Тормозная сила создает силы S_2' и S_2'', перпендикулярные усилиям S_1' и S_1'' и определяемые соответственно из выражений:

$$S_2' = \frac{G_1\varphi_x b}{2(a+b)}; \quad (33)$$

$$S_2'' = \frac{G_1\varphi_x a}{2(a+b)}. \quad (34)$$

Сила P вызывает в поперечной рулевой тяге реакцию между поворотной цапфой и шкворнем, создающую силы S_3' и S_3'', действующие в той же плоскости, что и силы S_1' и S_1'' и соответственно определяемые из выражений:

$$S_3' = \frac{G_1\varphi_x l_2 b}{2l_1(a+b)}; \quad (35)$$

$$S_3'' = \frac{G_1\varphi_x l_2 a}{2l_1(a+b)}. \quad (36)$$

От цапфы шкворню передается тормозной момент, под влиянием которого возникают силы S_4' и S_4'', действующие в той же плоскости, что и силы S_2' и S_2'' и определяемые из выражения:

$$S_4' = S_4'' = \frac{G_1\varphi_x r}{2(a+b)\cos\beta}. \quad (37)$$

Наибольшая нагрузка приходится на нижнюю часть шкворня. Суммарные силы S' и S'', учитывающие все указанные выше воздействия и приходящиеся на верхнюю и нижнюю части шкворня, соответственно определяются:

$$S' = \sqrt{(S_1' - S_3')^2 + (S_4' - S_2')^2}; \quad (38)$$

$$S'' = \sqrt{(S_1'' + S_3'')^2 + (S_4'' + S_2'')^2}. \quad (39)$$

Изгибные напряжения вследствие этих суммарных сил для верхней и нижней частей шкворня соответственно вычисляются по формулам:

$$\sigma_p' = \frac{a'S'}{W_p}; \quad (40)$$

$$\sigma_p'' = \frac{b'S''}{W_p}, \quad (41)$$

где W_p — момент сопротивления шкворня изгибу; a' — расстояние от верхней точки приложения реакции до верхней грани опоры шкворня на балке оси; b' — расстояние от нижней точки приложения реакции до верхней грани опоры шкворня на балке оси.

Момент сопротивления круглого сечения шкворня изгибу определяется:

$$W_p = \frac{\pi d_p^3}{32}, \quad (42)$$

где d_p — диаметр шкворня.

Наибольшее напряжение смятия возникает в нижней области шкворня:

$$\sigma_{cr} = \frac{S''}{d_p l_{cr}}, \quad (43)$$

где l_{cr} — длина области наиболее вероятного смятия на левом шкворне.

Напряжения среза шкворня определяются выражением:

$$\tau_{cr} = \frac{\sqrt{(S_3' - S_1' + S_3'' + S_1'')^2 + (S_2' - S_4' + S_2' + S_4'')^2}}{Ai}, \quad (44)$$

где A — площадь среза шкворня; i — число поверхностей среза.

Площадь среза шкворня вычисляется формулой:

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4}. \quad (45)$$

Рассмотрим режим заноса оси. На рис. 5 изображена соответствующая схема сил воздействия на шкворень, наклоненный под углом β.

Определим силы, возникающие под действием реакций колес в левой цапфе:

$$S_1' = \frac{G_1}{2}\left(1 + \frac{2\varphi_y z}{V}\right)\left(\frac{l_2 - \varphi_y e}{a+b} - \frac{\sin\beta(1-\varphi_y)}{2}\right); \quad (46)$$

$$S_1' = \frac{G_1}{2}\left(1 + \frac{2\varphi_y z}{V}\right)\left(\frac{l_2 - \varphi_y e}{a+b} + \frac{\sin\beta(1-\varphi_y)}{2}\right). \quad (47)$$

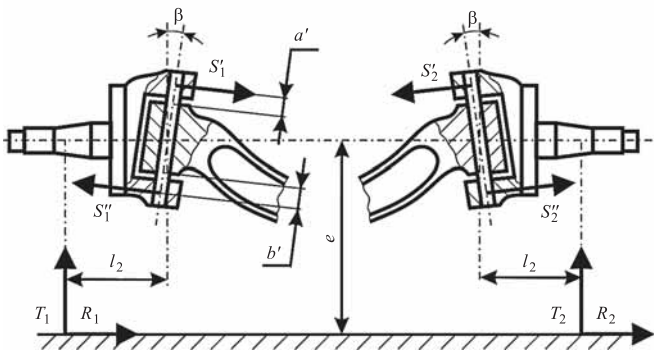


Рис. 5. Схема сил, действующих на шкворень в режиме заноса

Таблица 1

Величины силовых воздействий

Обозначение	Параметр	Величина
Режим торможения		
G_1	Расчетная нагрузка на ось, кН	17,2
T_A	Нагрузка на полубалку от вертикальных сил, кН	8,58
P_A	Нагрузка на полубалку от тормозных сил, кН	6,87
M_τ	Скручивающий полубалку момент, кН · м	1,2
F'_{lat}	Поперечная нагрузка на левый шкворень вверху, кН	7,04
F''_{lat}	Поперечная нагрузка на левый шкворень внизу, кН	14,1
F'_{long}	Поперечная нагрузка на правый шкворень вверху, кН	19,1
F''_{long}	Поперечная нагрузка на правый шкворень внизу, кН	24,3
Режим заноса		
R_A	Нагрузка на левую полубалку от боковых сил, кН	7,9
T_A	Нагрузка на левую полубалку от вертикальных сил, кН	14,1
R_C	Нагрузка на правую полубалку от боковых сил, кН	1,7
T_C	Нагрузка на правую полубалку от вертикальных сил, кН	3
F'_{llat}	Поперечная нагрузка на левый шкворень вверху, кН	11,5
F''_{lllat}	Поперечная нагрузка на левый шкворень внизу, кН	10,1
F'_{llong}	Поперечная нагрузка на правый шкворень вверху, кН	8,9
F''_{lllong}	Поперечная нагрузка на правый шкворень внизу, кН	9,9
Режим переезда препятствий		
T_A	Нагрузка на полубалку от вертикальных сил, кН	21,5

Для правой цапфы аналогично получаем:

$$S'_2 = \frac{G_1}{2}\left(1 - \frac{2\varphi_y z}{V}\right)\left(\frac{l_2 + \varphi_y e}{a+b} - \frac{\sin\beta\left(1+\varphi_y\right)}{2}\right); \quad (48)$$

$$S''_2 = \frac{G_1}{2}\left(1 - \frac{2\varphi_y z}{V}\right)\left(\frac{l_2 + \varphi_y e}{a+b} + \frac{\sin\beta\left(1+\varphi_y\right)}{2}\right). \quad (49)$$

Таблица 2

Результаты расчетов в задачах статики

Расчетный режим	Напряжения, МПа		Расхождение, %
	Аналитический расчет	Расчет МКЭ	
Режим торможения			
Изгиб балки	198	260	31,3
Кручение балки	112	—	—
Изгиб поворотной цапфы	99	78	26,9
Изгиб верхней части шкворня	169	580	243
Изгиб нижней части шкворня	381	1506	295
Срез шкворня	6	—	—
Смятие нижней опоры шкворня	16	—	—
Режим заноса			
Изгиб левой части балки	80	310	288
Изгиб правой части балки	42	44	4,7
Изгиб левого поворотного кулака	106	85	24,7
Изгиб правого поворотного кулака	77	19	305
Изгиб верхней части левого шкворня	95	375	295
Изгиб нижней части левого шкворня	138	557	304
Изгиб верхней части правого шкворня	74	251	239
Изгиб нижней части правого шкворня	135	547	305
Срез левого шкворня	11	—	—
Срез правого шкворня	9	—	—
Смятие нижней опоры левого шкворня	6	—	—
Режим переезда препятствий			
Изгиб балки	209	403	92,8
Изгиб поворотной цапфы	192	99	93,9

Формулы расчета изгибных напряжений вследствие указанных сил:

$$\sigma'_A = \frac{a'S''_1}{W_p}; \quad (50)$$

$$\sigma''_A = \frac{b'S''_1}{W_p}; \quad (51)$$

$$\sigma'_C = \frac{a'S'_2}{W_p}; \quad (52)$$

$$\sigma''_C = \frac{b'S''_2}{W_p}. \quad (53)$$

Наибольшее напряжение смятия возникает в нижней области левого шкворня и определяется формулой:

$$\sigma_{cr} = \frac{S''_2}{dl_{cr}}, \quad (54)$$

где l_{cr} — длина области наиболее вероятного смятия на левом шкворне.

Напряжения среза левого и правого шкворней соответственно определяются:

$$\tau_{cr1} = \frac{\sqrt{(S'_1)^2 + (S''_1)^2}}{Ai}; \quad (55)$$

$$\tau_{cr2} = \frac{\sqrt{(S'_2)^2 + (S''_2)^2}}{Ai}. \quad (56)$$

Значения силы и крутящих моментов, действующих на конструктивные элементы, приведены в табл. 1. Результаты аналитических расчетов напряжений занесены в табл. 2.

Конечно-элементный расчет

После проведения аналитического расчета было решено провести конечно-элементный расчет с помощью программы SolidWorks.

Для балки рассчитывают напряжения от изгибающего момента при следующих эксплуатационных режимах: торможение; занос; переезд неровностей дороги. Жесткое закрепление приложено к верхним плоским граням рессорных подушек балки для всех режимов. Нагрузки приложены к внутренним цилиндрическим поверхностям опор шкворней. Для трехмерных моделей балки выбрана сетка тетраэдральных конечных элементов со средней длиной ребра элемента 3 мм, причем в расчетных сечениях балки сетка была улучшена и длина ребра элемента достигает 1 мм.

Рассмотрим режим торможения. Для учета изгибных воздействий на балку следует моделировать вертикальную и тормозную нагрузки. Так как перемещение ограничивается на рессорных подушках, а не на опорах шкворней, то тормозная сила направлена по ходу движения. Для обозначения величин, относящихся к левой половине балки, будет применяться индекс *A*, а для правой — индекс *C*.

Вертикальная сила определяется по формуле:

$$T_A = T_c = \frac{G_1}{2}; \quad (57)$$

$$P_{\tau A} = P_{\tau C} = \frac{G_1 \varphi_x}{2}, \quad (58)$$

где G_1 — нагрузка на передний мост; φ_x — фактический продольный коэффициент сцепления с дорогой.

На рис. 6, *а* представлено поле напряжений в балке оси в режиме торможения. Полученное поле напряжений показывает, что наибольшее напряжение (260 МПа) выявлено у основания рессорной подуш-

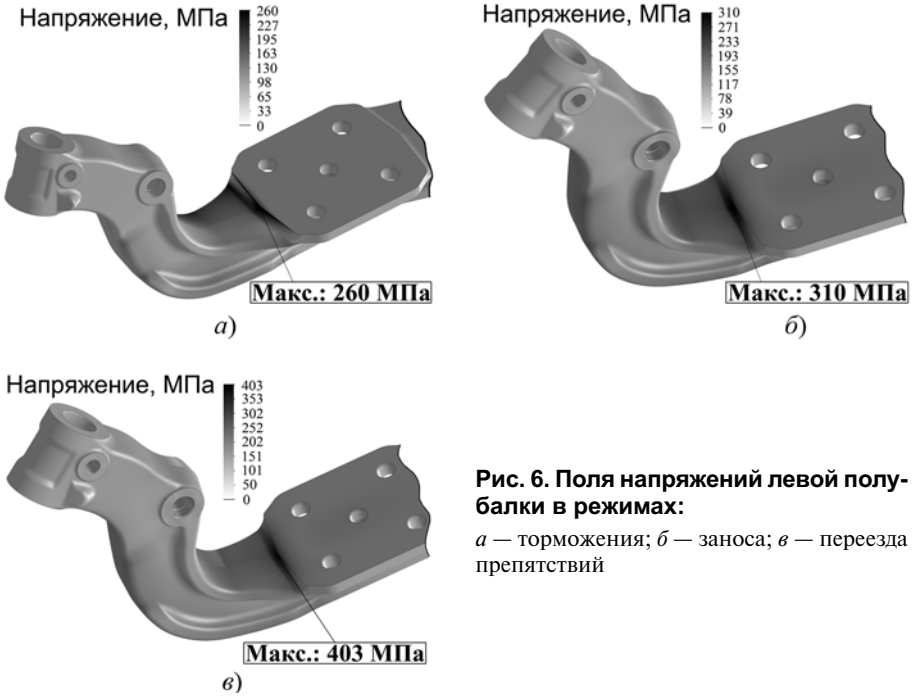


Рис. 6. Поля напряжений левой полубалки в режимах:

а — торможения; *б* — заноса; *в* — переезда препятствий

ки со стороны края балки. Большее напряжение, чем выявленное в аналитическом расчете, объясняется учетом концентрации напряжений в скруглениях малого радиуса у основания рессорных подушек и более детальным учетом геометрии в конечно-элементном расчете.

Рассмотрим режим заноса. Тормозные усилия отсутствуют, поэтому для учета реакций следует приложить силы, величины которых находятся согласно формулам (10)—(13).

На рис. 6, *б* представлено поле напряжений балки в режиме заноса. Анализ напряжений выявил расхождение в напряжениях в опасных объемах. Изгиб правой половины балки вызвал напряжение в 44 МПа, что соответствует аналитическому расчету, однако изгиб левой части вызвал напряжение в 310 МПа, что весьма превысило аналитические результаты. Различие связано с упрощенностью модели в аналитическом расчете и концентрацией напряжений в скруглениях. Местное улучшение сетки существенно не влияет на результат. Подобный результат демонстрирует необходимость конечно-элементных расчетов при конструировании транспорта.

Рассмотрим режим переезда через неровности дороги. Вертикальные силы прикладываются к концам балки и определяются формулой (18). На рис. 6, *в* представлено поле напряжений балки в режиме заноса. Поле напряжений выявило месторасположение наибольших напряжений согласно аналитическому расчету. Однако максимальное напряжение составило 403 МПа, что превысило аналитическое значение. Это расхождение подтверждает факт значительной концентрации напряжений.

Для поворотной цапфы рассчитывают напряжения от изгибающего момента у его основания при аналогичных режимах: торможение; занос; переезд неровностей дороги. Для трехмерной модели цапфы выбрана сетка тетраэдральных конечных элементов со средней длиной ребра элемента 2 мм. Закрепления приложены к внутренним цилиндрическим поверхностям опор шкворня на поворотной цапфе, причем верхняя опора закреплена жестко, а нижняя — ограничена в перемещении во всех направлениях, кроме тангенциального (нижняя опора может вращаться вокруг своей оси). Нагрузки приложены к шипу цапфы на цилиндрические поверхности посадки подшипников и синусоидально распределены по ним моделируя воздействие подшипников.

Рассмотрим режим торможения. Вертикальное и тормозное усилия определяются по формулам (57) и (58). На рис. 7, *а* представлено поле напряжений в поворотной цапфе в режиме торможения. Очевидно, наибольшие напряжения характерны для верхней части скругления, окружающего шип и составляют 78 МПа. Смещение положения максимального напряжения объясняется воздействием горизонтальной нагрузки. Настоящий расчет был повторен и для равномерного распределения нагрузок, однако различие в результатах незначительно: 77 МПа для равномерного распределения. Интересно, что применение жестких креплений для обоих опор шкворня приводит к перемещению области наибольших напряжений (63 МПа) на нижнюю часть скругления, под шипом.

Рассмотрим режим заноса. Вертикальные и боковая силы для левой и правой цапф определяются по формулам (10)—(13). Поле напряжений в режиме заноса показано на рис. 7, *б*. Максимальное напряжение для левого кулака составило 85 МПа. Расчет повторен и для равномерного распределения нагру-

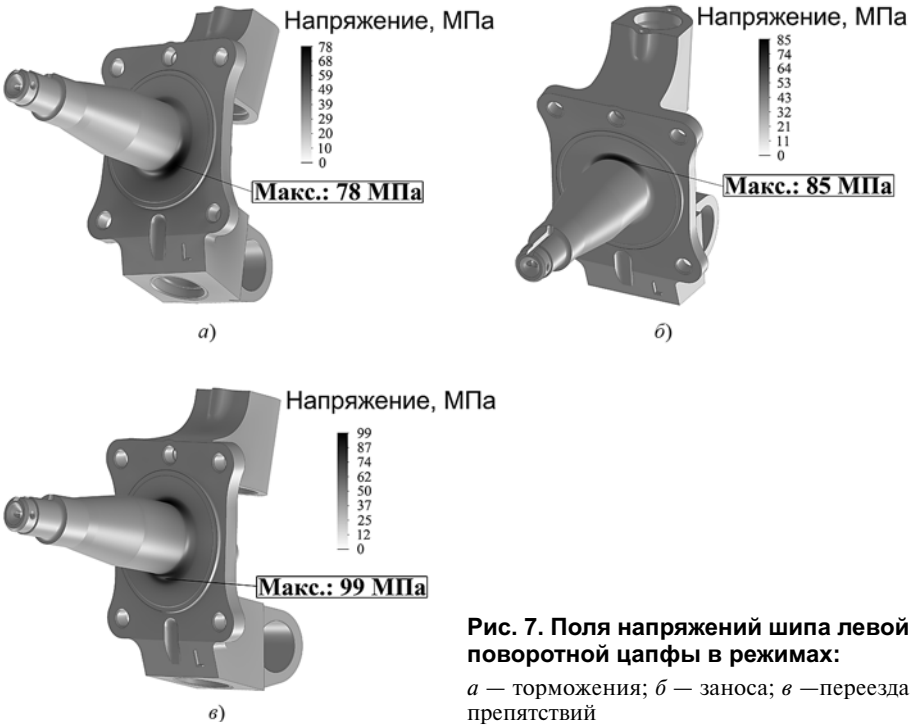


Рис. 7. Поля напряжений шипа левой поворотной цапфы в режимах:

а — торможения; *б* — заноса; *в* —переезда препятствий

зок, однако различие в результатах незначительно: 86 МПа для равномерного распределения. Таким образом, характер распределения нагрузок в модели не важен. Для правой поворотной цапфы наибольшее напряжение составило 19 МПа и выявлено в той же области, что и у правой цапфы.

Рассмотрим режим переезда через неровности. Вертикальная нагрузка на цапфу определяется выражением (28). На рис. 7, *в* представлено поле напряжений в поворотной цапфе в режиме переезда неровностей. Поле напряжений отличается от предыдущих тем, что на нижней части скругления имеется вторая область высоких напряжений, близких к напряжениям на верхней, опасной части скругления. Наибольшее напряжение составляет 99 МПа.

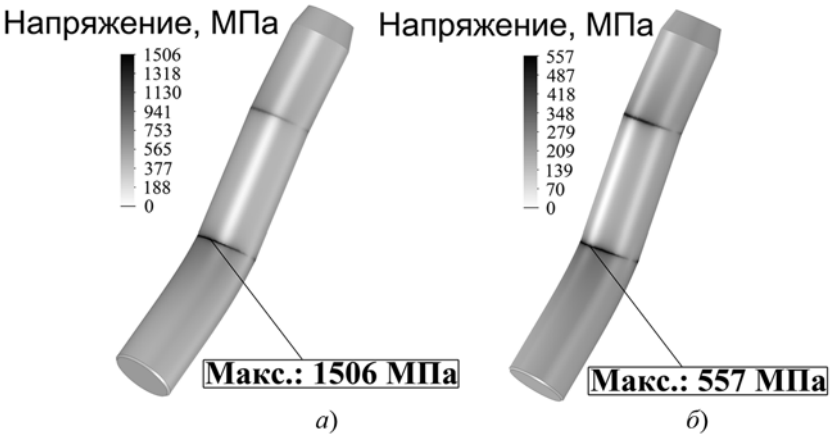


Рис. 8. Поля напряжений шкворня в режимах:
а — торможения; *б* — заноса

Шкворень рассчитывается на изгиб и срез под влиянием воздействий, исходящих от цапфы. Напряжения в шкворне от вертикальной силы малы, поэтому учитывают два режима: торможение; занос оси. Для трехмерной модели оси выбрана сетка тетраэдральных конечных элементов со средней длиной ребра элемента 1 мм. Жесткие закрепления приложены к шкворню в области его опоры на балку оси.

Рассмотрим режим торможения. Нагрузки, действующие на шкворень, можно разложить на составляющие, действующие перпендикулярно оси шкворня в поперечном и продольном направлениях в верхней и нижней опорах соответственно (см. рис. 4):

$$F'_{lat} = S'_1 - S'_3, \tag{59}$$

$$F''_{lat} = S''_1 + S''_3; \tag{60}$$

$$F'_{long} = S'_4 - S'_2; \tag{61}$$

$$F''_{long} = S''_4 + S''_2, \tag{62}$$

где составляющие S'_1, S''_1, S'_2, S''_2, S'_3, S''_3, S'_4 и S''_4 определяются по формулам (31)—(37). В итоге получаем четыре силы, которые прикладываются к шкворню.

Поле напряжений в режиме торможения показано на рис. 8, *а*. Максимальное напряжение в шкворне составило 1506 МПа. Очевидно, результат конечно-элементного расчета неверен. Причина этого заключается в трудности подбора жестких граничных условий в модели шкворня для корректного моделирования его работы. Высокие напряжения выявлены на границе приложения граничных условий, что является ложным результатом. Смена граничных условий и распределения нагрузок приводило к изменению величины максимальных напряжений, но не ниже 1000 МПа, что все еще является некорректным результатом. Итак, конечно-элементный расчет шкворня оказался несостоятельным.

Рассмотрим режим заноса оси. Нагрузки, действующие на шкворень, можно аналогичным образом разложить на составляющие S'_1, S''_1, S'_2 и S''_2 (см. рис. 5), определяемые формулами (46)—(49).

Поле напряжений в режиме заноса показано на рис. 8, *б*. Максимальное напряжение в шкворне составило 557 МПа. Очевидно, результат конечно-элементного расчета неверен. Высокие напряжения выявлены на границе приложения граничных условий, что является ложным результатом. Итак, конечно-элементный расчет шкворня снова оказался несостоятельным.

Результаты всех конечно-элементных расчетов занесены в табл. 2.

Обсуждение

Исходя из результатов аналитического и конечно-элементного анализа можно заключить, что значительные расхождения могут иметь место не только вследствие особенностей математической процедуры конечно-элементного расчета [6]. Очевидно, конечно-элементный расчет не является универсальным подходом для задач прочности.

При интерпретации схемы работы конструкции подбор креплений и нагружений является субъективным решением исследователя и не всегда однозначен. Зачастую область высоких напряжений выявляется вблизи закреплений, а изменение граничных условий или нагружения в смежных регионах конструкции может вести к области высоких напряжений на границе этих регионов, что является ошибкой метода. Расхождение в напряжениях в шкворне — характерный пример сильного влияния схемы закреплений на результат расчета, который вполне может иметь место в промышленном дизайне. Ведь большая часть проанализированного шкворня находится в стесненном состоянии вследствие посадок поворотной цапфы, балки и подшипников, что вызывает плоско-деформированное состояние и концентрацию напряжений, однако это не объясняет такое значительное расхождение в напряжениях. Возможным улучшением этого расчета может быть моделирование работы детали в сборке в рамках конечно-элементного расчета или анализ системы многих тел, однако они требуют больше временных затрат и менее подходят для обычной инженерной практики [7].

Кроме того, концентрация напряжений также может вести к значительным расхождениям в напряжениях, как это было показано в расчетах балки и цапфы при заносе или переезде препятствий. Так как коэффициент концентрации напряжений $K_t = 3$ характерен для такого сильного концентратора, как отверстие, то не стоит ожидать, что в проанализированной конструкции концентрация напряжений будет выше. Поэтому возникают сомнения в корректности конечно-элементного расчета напряжений для шкворня, особенно учитывая тот факт, что при натурных испытаниях отказов конструкции выявлено не было.

Незначительное расхождение в значениях напряжений, например, в случаях изгиба балки и цапфы при торможении связано с подробным учетом геометрии при конечно-элементном расчете и вполне оправдано. Поэтому в этих случаях результаты конечно-элементного расчета более предпочтительны нежели аналитические.

Выводы

На основании проведенного анализа можно сделать следующие выводы:

1. В настоящем расчете были выявлены значительные расхождения в результатах аналитического и конечно-элементного расчета, причем предполагаются следующие причины:

— особенности математической процедуры конечно-элементного метода;

— подробный учет геометрии при конечно-элементном расчете, в том числе концентраторов напряжений;

— особенности подбора схемы граничных условий модели.

2. Испытания исследуемой конструкции не выявили ее отказов, поэтому результаты конечно-элементных расчетов, значительно превысившие аналитические результаты и предел текучести, являются некорректными. Предлагается воспользоваться аналитическими результатами и задаться коэффициентом учета концентрации напряжений в конструкции, например, $K_t = 1{,}5$.

3. Конечно-элементный расчет должен использоваться с осторожностью при промышленном дизайне транспортных конструкций. В настоящей работе показано, что он может давать некорректные результаты, поэтому инженер-конструктор должен обладать опытом для выявления некорректности и не полагаться на конечно-элементный метод как на универсальный метод решения прочностных задач.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Reimpell J.** Fahrwerktechnik: Grundlagen / J. Reimpell, J. W. Betzler / Berlin, Vogel Verlag, 2005. 475 p.
2. **Adams H.** Chassis Engineering: Chassis Design, Building and Tuning for High Performance Handling / H. Adams / New York, Berkley Publishing Group, 1992. 134 p.
3. **Чудаков Е. А.** Расчет автомобиля / Е. А. Чудаков / М.: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1947. 592 с.
4. **Вахламов В. К.** Автомобили: Конструкция и элементы расчета / В. К. Вахламов / М.: Издательский центр "Академия", 2006. 480 с.
5. **Гришкевич А. И.** Конструкция, конструирование и расчет. Системы управления и ходовая часть / А. И. Гришкевич, Д. М. Ломако, В. П. Автушко / Минск: Выш. шк., 1987. 200 с.
6. **Савкин А. Н., Андроник А. В., Седов А. А.** Компьютерное моделирование и расчет транспортных конструкций в различных программных комплексах. Справочник. Инженерный журнал, 2013, № 2. С. 32—36.
7. **Савкин А. Н., Горобцов А. С., Андроник А. В., Седов А. А.** Компьютерное моделирование усталостного разрушения верхнего рычага подвески автомобиля-внедорожника. Автомобильная промышленность, 2013, № 2. С. 12—14.

УДК 629.113

К. В. Чернышов, канд. техн. наук, доцент, **И. М. Рябов,** д-р техн. наук, профессор,
А. М. Ковалев, В. В. Еронтаев, Волгоградский государственный технический университет
E-mail: chernykv@rambler.ru

ВЫВОД ЗАКОНОВ ОПТИМАЛЬНОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ДИНАМИЧЕСКОГО ГАСИТЕЛЯ КОЛЕБАНИЙ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДЕЙСТВИЯ ДЛЯ ПОДВЕСКИ АВТОМОБИЛЯ ПРИ ГАРМОНИЧЕСКОМ ВОЗМУЩЕНИИ

В статье представлен вывод законов оптимального регулирования момента инерции маховичного динамического гасителя колебаний в одномассовой и двухмассовой колебательных системах при гармоническом возмущении, обеспечивающих минимизацию вертикальных колебаний подрессоренной и неподрессоренной масс.

Ключевые слова: *колебательная система, динамический гаситель колебаний, оптимальное регулирование.*

K. V. Chernyshov, I. M. Ryabov, A. M. Kovalyov, V. V. Erontayev

A CONCLUSION OF LAWS OF OPTIMUM REGULATION OF THE DYNAMIC QUENCHER OF FLUCTUATIONS OF ROTARY ACTION FOR THE CAR SUSPENSION BRACKET AT HARMONIOUS INDIGNATION

The article is a conclusion of law optimal control moment of inertia flywheels dynamic vibration damper in single-mass and dual-mass oscillatory system in the harmonic perturbation, which provides minimization of vertical oscillations of the sprung and unsprung mass.

Keywords: *oscillation system, dynamic vibration damper, optimal control.*

В последнее время повысился интерес специалистов в области подрессоривания транспортных средств к динамическим гасителям колебаний. Ряд работ с участием авторов данной статьи посвящен исследованию возможности использования в подвеске автомобиля динамических гасителей колебаний вращательного действия с постоянным моментом инерции маховика [1—8]. Схема простейшей колебательной системы с динамическим гасителем колебаний вращательного действия при кинематическом возмущении q представлена на рис. 1. Система содержит подрессоренную массу m, рессору с жесткостью c, амортизатор с коэффициентом неупругого сопротивления k и маховик с моментом инерции J, установленный на подрессоренной массе. Вращение маховика связано с деформацией подвески, поскольку закрепленная на маховике шестерня радиусом r взаимодействует с зубчатой рейкой, соединенной с нижней опорой подвески.

Динамика этой системы описывается следующим дифференциальным уравнением:

$$\frac{J}{r}\ddot{\varphi} + m\ddot{z} + k(\dot{z} - \dot{q}) + c(z - q) = 0 \qquad (1)$$

или

$$m\ddot{z} + k\left(\dot{z} - \dot{q}\right) + c\left(z - q\right) + \frac{J}{r^2}\left(\ddot{z} - \ddot{q}\right) = 0, \qquad (2)$$

где z — перемещение подрессоренной массы, φ — угол поворота маховика.

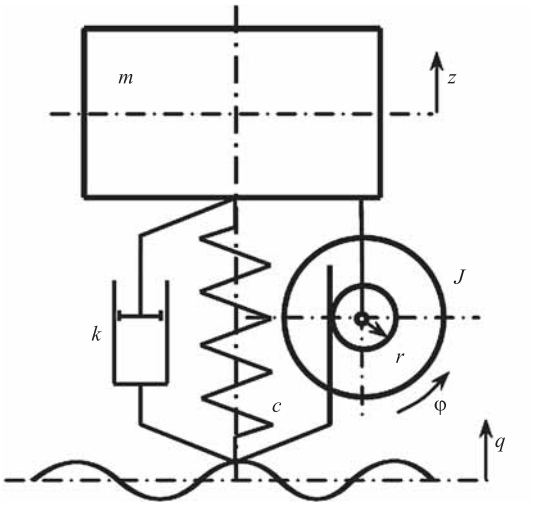


Рис. 1. Расчетная схема линейной одноопорной колебательной системы при кинематическом возмущении:

m — подрессоренная масса; *J* — момент инерции маховика; *k* — коэффициент сопротивления амортизатора; *c* — жесткость рессоры; *r* — радиус шестерни реечной передачи; *z* — перемещение подрессоренной массы; *q* — перемещение возмущающего основания (профиль дороги); φ — угол поворота маховика

Разделив левую и правую часть на *m*, получим:

$$\ddot{z} + 2h\left(\dot{z} - \dot{q}\right) + \omega_0^2\left(z - q\right) + J_{\text{отн}}\left(\ddot{z} - \ddot{q}\right) = 0. \quad (3)$$

Здесь $\omega_0^2 = \dfrac{c}{m}$, $2h = \dfrac{k}{m}$, $J_{\text{отн}} = \dfrac{J}{mr^2}$.

Приведем уравнение (3) к следующему виду:

$$\ddot{z}(1 + J_{\text{отн}}) + 2h\dot{z} + \omega_0^2 z = J_{\text{отн}}\ddot{q} + 2h\dot{q} + \omega_0^2 q. \quad (4)$$

Общее аналитическое решение уравнения (4) является суммой общего решения *Z* соответствующего однородного уравнения и частного решения $\tilde{z}$ самого неоднородного уравнения. Это решение для случая гармонического возмущения:

$$q = q_0 \sin \omega t, \quad (5)$$

где q_0 — амплитуда возмущения, ω — частота возмущения, подробно рассмотрено в работе [9]. Приведем частное решение неоднородного уравнения, характеризующего установившиеся колебания системы:

$$\tilde{z} = z_0 \sin\left(\omega t + \varphi\right), \quad (6)$$

где $z_0 = q_0\sqrt{\dfrac{\left(\omega_0^2 - \omega^2 J_{\text{отн}}\right)^2 + 4h^2\omega^2}{\left(\omega_0^2 - \omega^2 - \omega^2 J_{\text{отн}}\right)^2 + 4h^2\omega^2}}$ — амплитуда колебаний подрессоренной массы;

$\varphi = -\text{arctg}\dfrac{2h\omega^3}{\left(\omega_0^2 - \omega^2 J_{\text{отн}}\right)\left(\omega_0^2 - \omega^2 - \omega^2 J_{\text{отн}}\right) + 4h^2\omega^2}$ — сдвиг фазы ее колебаний.

Выражения амплитуды колебаний и сдвига фазы могут быть записаны в относительных величинах:

$$z_0 = q_0\sqrt{\frac{\left(1 - \iota^2 J_{\text{отн}}\right)^2 + 4\psi^2\iota^2}{\left(1 - \iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}}\right)^2 + 4\psi^2\iota^2}}; \quad (7)$$

$$\varphi = -\text{arctg}\frac{2\psi\iota^3}{\left(1 - \iota^2 J_{\text{отн}}\right)\left(1 - \iota^2 - \iota^2 J_{\text{отн}}\right) + 4\psi^2\iota^2}. \quad (8)$$

Здесь $\psi = \dfrac{h}{\omega_0}$ — коэффициент апериодичности подвески без учета маховика, $\iota = \dfrac{\omega}{\omega_0}$ — относительная частота возмущения.

В работе [9] также дан вывод закона зависимости величины относительного момента инерции маховика от частоты возмущения, обеспечивающего минимальные амплитуды колебаний подрессоренной массы:

$$J_{\text{отн}}(\iota) = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4} + \frac{4\psi^2}{\iota^2}}. \quad (9)$$

В частном случае, при $\psi = 0$,

$$J_{\text{отн}} = \frac{1}{\iota^2} - \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{4}} = \frac{1}{\iota^2}. \quad (10)$$

Как видно из этих зависимостей, для гашения колебаний в области резонанса маховик должен обладать существенным моментом инерции. Например, для гашения колебаний груза массой $m = 500$ кг при радиусе шестерни реечной передачи $r = 0{,}03$ м момент инерции маховика должен иметь величину $J = 0{,}45$ кг · м^2. В случае если маховик выполнен из стали и имеет форму диска толщиной 0,1 м, его диаметр составит 0,28 м, а масса — 47 кг. При толщине диска 0,05 м его диаметр составит 0,33 м, а масса — 33 кг. В области более низких частот момент инерции маховика должен быть значительно больше. Подобные варианты неприемлемы для использования в подвеске автомобиля.

Уменьшение момента инерции маховика и, соответственно, его массы габаритов возможно за счет введения в конструкцию динамического гасителя передачи в виде повышающего редуктора — мультипликатора. Для привода во вращение входного вала редуктора реечную передачу целесообразно заменить

рычагом. В этом случае формула для вычисления относительного момента инерции примет вид:

$$J_{\text{отн}} = \frac{i_{\text{р}}^2 J}{ml^2}, \qquad (11)$$

где $i_{\text{р}}$ — передаточное число редуктора, l — длина рычага. Таким образом, использование мультипликатора позволяет снизить момент инерции маховика в $i_{\text{р}}^2$ раз.

В процессе изменения частоты возмущения относительный момент инерции динамического гасителя должен изменяться по закону (9) или (10). Преимуществом динамического гасителя колебаний вращательного действия является возможность регулирования момента инерции. Для этого гаситель должен быть выполнен не в виде маховика, а, например, в виде конструкции, схема которой представлена на рис. 2. Кроме того, изменение относительного момента инерции возможно за счет использования бесступенчатого редуктора — вариатора.

Полученный закон может быть использован в средствах виброзащиты одномассовых объектов, в том числе подвижного состава железнодорожного транспорта, но не распространяется на двухмассовые колебательные системы, к которым приводится подвеска двухосных автомобилей [10]. Поэтому особый интерес представляет вывод законов оптимального регулирования момента инерции динамического гасителя колебаний вращательного действия для двухмассовой колебательной системы.

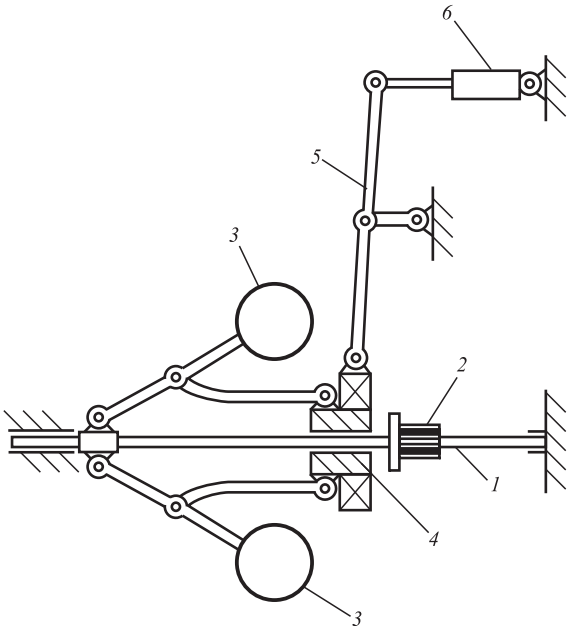


Рис. 2. Схема динамического гасителя колебаний с переменным моментом инерции:

1 — вал; *2* — шестерня реечной передачи, закрепленная на валу; *3* — маховые массы; *4* — муфта; *5* — коромысло; *6* — регулирующий механизм

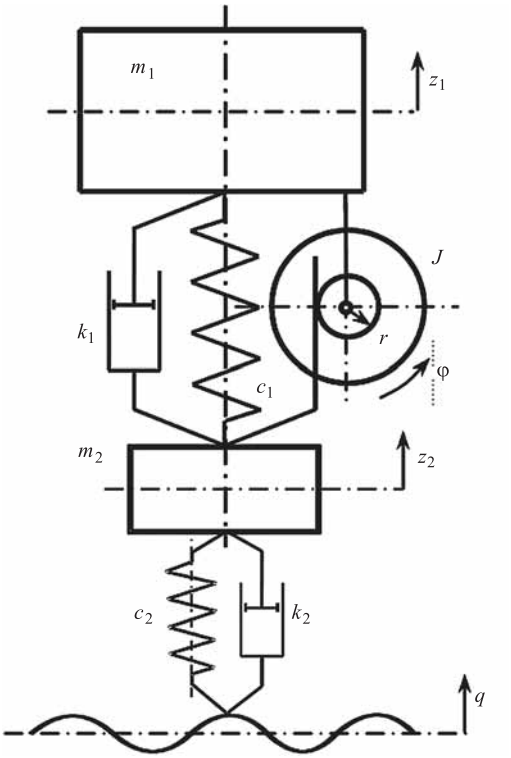


Рис. 3. Расчетная схема линейной одноопорной двухмассовой колебательной системы, содержащей маховичный динамический гаситель колебаний, при кинематическом возмущении:

m_1 и m_2 — подрессоренная и неподрессоренная массы; k_1 и k_2 — коэффициенты неупругого сопротивления амортизатора и шины; c_1 и c_2 — жесткости рессоры и шины; J — момент инерции маховика; r — радиус шестерни реечной передачи; z_1 и z_2 — перемещения подрессоренной и неподрессоренной масс; q — перемещение возмущающего основания (профиль дороги); φ — угол поворота маховика

Рассмотрим эквивалентную подвеске автомобиля двухмассовую колебательную систему, содержащую маховик с переменным моментом инерции J, реечную передачу с шестерней радиусом r, подрессоренную массу m_1, неподрессоренную массу m_2, рессору с жесткостью c_1, амортизатор с коэффициентом неупругого сопротивления k_1, шину с жесткостью c_2 и коэффициентом неупругого сопротивления k_2 (рис. 3).

Динамика этой системы описывается системой дифференциальных уравнений:

$$\left.\begin{aligned} & m_1\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - z_2) + \frac{J}{r}\ddot{\varphi} = 0, \\ & m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{q}) + c_2(z_2 - q) - \\ & - k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1(z_1 - z_2) - \frac{J}{r}\ddot{\varphi} = 0, \end{aligned}\right\} \qquad (12)$$

или

$$\left.\begin{aligned}&m_1\ddot{z}_1 + k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + c_1(z_1 - z_2) + \frac{J}{r^2}(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) = 0,\\&m_2\ddot{z}_2 + k_2(\dot{z}_2 - \dot{q}) + c_2(z_2 - q) -\\&-k_1(\dot{z}_1 - \dot{z}_2) - c_1(z_1 - z_2) - \frac{J}{r^2}(\ddot{z}_1 - \ddot{z}_2) = 0.\end{aligned}\right\} \quad (13)$$

Разделив левые и правые части первого и второго уравнений, соответственно, на m_1 и m_2, получим:

$$\left.\begin{aligned}&\dddot{z}_1 + J_{\text{отн}}\ddot{z}_1 + 2h_1\dot{z}_1 + \omega_{01}^2 z_1 = J_{\text{отн}}\ddot{z}_2 + 2h_1\dot{z}_2 + \omega_{01}^2 z_2;\\&\dddot{z}_2 + \mu J_{\text{отн}}\ddot{z}_2 + 2h_2\dot{z}_2 + \omega_{02}^2 z_2 + 2h_1\mu\dot{z}_2 +\\&+\omega_{01}^2\mu z_2 - \mu J_{\text{отн}}\ddot{z}_1 - 2h_1\mu\dot{z}_1 - \omega_{01}^2\mu z_1 = 2h_2\dot{q} + \omega_{02}^2 q.\end{aligned}\right\} \quad (14)$$

Здесь $\mu = \dfrac{m_1}{m_2}$, $2h_1 = \dfrac{k_1}{m_1}$, $2h_2 = \dfrac{k_2}{m_2}$, $\omega_{01}^2 = \dfrac{c_1}{m_1}$, $\omega_{02}^2 = \dfrac{c_2}{m_2}$, $J_{\text{отн}} = \dfrac{J}{m_1 r^2}$. $J_{\text{отн}}$ — относительный момент инерции маховичного динамического гасителя.

Систему (14) можно записать в виде двух единых уравнений четвертого порядка:

$$\begin{aligned}&(1 + \mu J_{\text{отн}} + J_{\text{отн}})\ddddot{z}_1 + (2h_1 + 2h_2 + 2h_1\mu + J_{\text{отн}}2h_2)\dddot{z}_1 +\\&+(2h_1 2h_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{01}^2\mu + J_{\text{отн}}\omega_{02}^2)\ddot{z}_1 +\\&+(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2)\dot{z}_1 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 z_1 =\\&= J_{\text{отн}}2h_2\dddot{q} + (2h_1 2h_2 + J_{\text{отн}}\omega_{02}^2)\ddot{q} +\\&+(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2)\dot{q} + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 q\end{aligned} \quad (15)$$

и

$$\begin{aligned}&(1 + \mu J_{\text{отн}} + J_{\text{отн}})\ddddot{z}_2 + (2h_1 + 2h_2 + 2h_1\mu + J_{\text{отн}}2h_2)\dddot{z}_2 +\\&+(2h_1 2h_2 + \omega_{01}^2 + \omega_{02}^2 + \omega_{01}^2\mu + J_{\text{отн}}\omega_{02}^2)\ddot{z}_2 +\\&+(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2)\dot{z}_2 + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 z_2 =\\&= 2h_2(1 + J_{\text{отн}})\dddot{q} + (2h_1 2h_2 + \omega_{02}^2 + J_{\text{отн}}\omega_{02}^2)\ddot{q} +\\&+(2h_1\omega_{02}^2 + 2h_2\omega_{01}^2)\dot{q} + \omega_{01}^2\omega_{02}^2 q.\end{aligned} \quad (16)$$

Общее аналитическое решение каждого из этих уравнений является суммой общего решения соответствующего однородного уравнения и частного решения самого неоднородного уравнения. Общее решение соответствующего однородного уравнения характеризует быстро затухающие при наличии демпфирования переходные процессы в системе. Поэтому рассмотрим частное решение каждого неоднородного уравнения при условии:

$$q = q_0 \sin\omega t, \quad (17)$$

где q_0 — амплитуда возмущения, ω — частота возмущения.

Решение уравнения (15)

$$z_1 = q_0\sqrt{\frac{A_1^2 + B_1^2}{C^2 + D^2}}\sin\left(\omega t + \operatorname{arctg}\frac{B_1 C - A_1 D}{A_1 C + B_1 D}\right), \quad (18)$$

где $A_1 = \omega_{01}^2\omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2\omega^2 - J_{\text{отн}}\omega_{02}^2\omega^2$; ,

$B_1 = 2h_1\omega\omega_{02}^2 + 2h_2\omega\omega_{01}^2 - J_{\text{отн}}2h_2\omega^3$;

$C = \omega_{01}^2\omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2\omega^2 - (1 + \mu)\omega_{01}^2\omega^2 -$
$-(1 + J_{\text{отн}})\omega_{02}^2\omega^2 + (1 + \mu J_{\text{отн}} + J_{\text{отн}})\omega^4$;

$D = 2h_1\omega\omega_{02}^2 + 2h_2\omega\omega_{01}^2 -$
$-(1 + \mu)2h_1\omega^3 - (1 + J_{\text{отн}})2h_2\omega^3$.

Это выражение можно представить также в виде

$$z_1 = q_0\sqrt{\frac{a_1^2 + b_1^2}{c^2 + d^2}}\sin\left(\omega t + \operatorname{arctg}\frac{b_1 c - a_1 d}{a_1 c + b_1 d}\right), \quad (19)$$

где $a_1 = 1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - J_{\text{отн}}\iota_1^2$;

$b_1 = 2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 - J_{\text{отн}}\iota_1^2 2\psi_2\iota_2$;

$$\begin{aligned}c &= 1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - (1 + \mu)\iota_2^2 - (1 + J_{\text{отн}})\iota_1^2 +\\&\quad + (1 + \mu J_{\text{отн}} + J_{\text{отн}})\iota_1^2\iota_2^2;\\d &= 2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 -\\&\quad -(1 + \mu)2\psi_1\iota_1\iota_2^2 - (1 + J_{\text{отн}})2\psi_2\iota_2\iota_1^2.\end{aligned} \quad (20)$$

Здесь:

$$\psi_1 = \frac{h_1}{\omega_{01}},\ \psi_2 = \frac{h_2}{\omega_{02}},\ \iota_1 = \frac{\omega}{\omega_{01}},\ \iota_2 = \frac{\omega}{\omega_{02}}. \quad (21)$$

Решение уравнения (16):

$$z_2 = q_0\sqrt{\frac{A_2^2 + B_2^2}{C^2 + D^2}}\sin\left(\omega t + \operatorname{arctg}\frac{B_2 C - A_2 D}{A_2 C + B_2 D}\right), \quad (22)$$

где $A_2 = \omega_{01}^2\omega_{02}^2 - 2h_1 2h_2\omega^2 - (1 + J_{\text{отн}})\omega_{02}^2\omega^2$;

$B_2 = 2h_1\omega\omega_{02}^2 + 2h_2\omega\omega_{01}^2 - (1 + J_{\text{отн}})2h_2\omega^3$.

Выражение (22) можно представить следующим образом:

$$z_2 = q_0\sqrt{\frac{a_2^2 + b_2^2}{c^2 + d^2}}\sin\left(\omega t + \operatorname{arctg}\frac{b_2 c - a_2 d}{a_2 c + b_2 d}\right), \quad (23)$$

где $a_2 = 1 - 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2 - (1 + J_{\text{отн}})\iota_1^2$;

$b_2 = 2\psi_1\iota_1 + 2\psi_2\iota_2 - (1 + J_{\text{отн}})2\psi_2\iota_2\iota_1^2$.

Введем обозначения:

$K_1 = \sqrt{\dfrac{A_1^2 + B_1^2}{C^2 + D^2}} = \sqrt{\dfrac{a_1^2 + b_1^2}{c^2 + d^2}}$ — коэффициент динамичности системы относительно подрессоренной массы;

$K_2 = \sqrt{\dfrac{A_2^2 + B_2^2}{C^2 + D^2}} = \sqrt{\dfrac{a_2^2 + b_2^2}{c^2 + d^2}}$ — коэффициент динамичности системы относительно неподрессоренной массы. Зависимости $K_1(\iota_1)$ и $K_2(\iota_1)$ являются амплитудно-частотными характеристиками перемещений, соответственно, подрессоренной и неподрессоренной масс.

Большой интерес представляют амплитудно-частотные характеристики деформаций шин, так как они определяют сцепление колеса с дорогой:

$$K_y(\iota_1) = \sqrt{\frac{A_y^2 + B_y^2}{C^2 + D^2}}, \qquad (24)$$

где $A_y = \omega^2\left(\omega_{01}^2(1+\mu) - \left(1 + \mu J_{\text{отн}} + J_{\text{отн}}\right)\omega^2\right)$;

$B_y = 2h_1\omega^3(1+\mu)$,

или

$$K_y(\iota_1) = \sqrt{\frac{a_y^2 + b_y^2}{c^2 + d^2}}, \qquad (25)$$

где $a_y = \iota_2^2\left(1 + \mu - \left(1 + \mu J_{\text{отн}} + J_{\text{отн}}\right)\iota_1^2\right)$;

$b_y = 2\psi_1\iota_1\iota_2^2(1+\mu)$.

Для определения оптимальной с точки зрения минимизации амплитуд колебаний подрессоренной массы величины относительного момента инерции маховика исследована на экстремум функция $K_1(J_{\text{отн}})$. При заданной частоте возмущения $\omega = \iota_1\omega_{01} = \iota_2\omega_{02}$ оптимальная величина относительного момента инерции маховика определяется из условий:

$$\left.\begin{aligned} J_{\text{отн}} &= \frac{1}{\iota_1^2} - \frac{u - \sqrt{\upsilon}}{2\iota_1^2} && \text{при } u > 0,\\ J_{\text{отн}} &= \frac{1 - 2\psi_1\iota_1}{\iota_1^2} && \text{при } u = 0,\\ J_{\text{отн}} &= \frac{1}{\iota_1^2} - \frac{u + \sqrt{\upsilon}}{2\iota_1^2} && \text{при } u < 0, \end{aligned}\right\} \qquad (26)$$

где $u = \dfrac{4\psi_2^2\iota_2^2\iota_1^2 + \iota_1^2(1-\iota_2^2)^2 + 2\cdot 2\psi_1\iota_1 2\psi_2\iota_2\iota_2^2\mu}{\left(1-\iota_2^2\right)^2 - \iota_2^2\mu\left(1-\iota_2^2\right) + 4\psi_2^2\iota_2^2}$;

$\upsilon = u^2 + 16\psi_1^2\iota_1^2$.

В частном случае, при $\psi_1 = 0$,

$$J_{\text{отн}} = \frac{1}{\iota_1^2}. \qquad (27)$$

На рис. 4, *б* представлены амплитудно-частотные характеристики перемещений и ускорений подрессоренной массы, а также перемещений неподрессоренной массы двухмассовой колебательной системы, содержащей динамический гаситель колебаний с изменяющимся по закону (26) относительным моментом инерции. Сравнение этих характеристик с соответствующими амплитудно-частотными характеристиками, полученными при тех же параметрах системы без динамического гасителя (см. рис. 4, *а*), позволило выявить следующие особенности колебаний подвески автомобиля при оптимальном регулировании относительного момента инерции динамического гасителя:

— на амплитудно-частотной характеристике перемещений (кривая *1* на рис. 4, *б*) отсутствует пик, соответствующий низкочастотному резонансу, который есть в подвеске без динамического гасителя (кривая *1* на рис. 4, *а*);

— ускорения подрессоренной массы (кривая *2* на рис. 4, *б*) значительно (почти в 2 раза) меньше, чем в подвеске без динамического гасителя (кривая *2* на рис. 4, *а*).

Уменьшение демпфирования подрессоренной массы приводит к снижению амплитуд ее колебаний. При отсутствии демпфирования эти амплитуды равны нулю во всем рассматриваемом диапазоне частот, и амплитудно-частотные характеристики перемещений и ускорений подрессоренной массы совпадают с осью абсцисс (см. рис. 4, *в*). В последнем случае амплитуды перемещений неподрессоренной массы и деформации шин при высокочастотном резонансе принимают максимальные значения. Таким образом, при использовании маховичного динамического гасителя колебаний с переменным относительным моментом инерции использование демпфирования подрессоренной массы является необходимым условием.

Однако закон (26) регулирования относительного момента инерции в этом случае достаточно сложен (см. рис. 4, *б*, кривая *5*). Кроме того, в некоторой области диапазона частот возмущения кривая *5* переходит в область отрицательных значений, что на практике требует применения достаточно сложных устройств с дополнительным подводом энергии. Этих недостатков лишен достаточно простой закон (27) регулирования относительного момента инерции при отсутствии демпфирования подрессоренной массы. Применение этого закона регулирования в системе с демпфированием позволяет получить существенное снижение амплитуд перемещений и ускорений подрессоренной массы в области обоих резонансов при незначительном увеличении амплитуд деформации шин в узком диапазоне частот (рис. 4, *г*). Осуществление закона (27) регулирования относительного момента инерции возможно путем

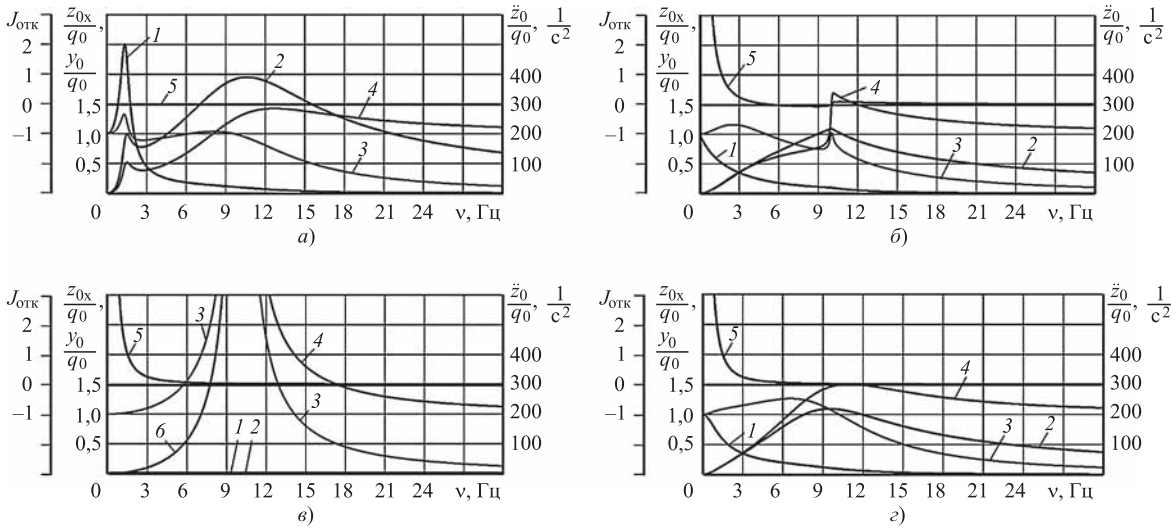


Рис. 4. Амплитудно-частотные характеристики перемещений подрессоренной массы (кривая *1*), ускорений подрессоренной массы (кривая *2*) перемещений неподрессоренной массы (кривая *3*) и деформаций шины (*4*) двухмассовой колебательной системы с параметрами μ = 10, ν_{01} = 1,5 Гц, ν_{02} = 8,8 Гц, ψ_2 = 0,01 без динамического гасителя колебаний при наличии демпфирования ψ_1 = 0,32 (*а*) и с динамическим гасителем колебаний с переменным относительным моментом инерции (кривая *5*), изменяющимся по закону (*16*) (*б*) и по закону (*17*) (*в* и *г*) при наличии демпфирования ψ_1 = 0,32 (*б* и *г*) и при отсутствии демпфирования ψ_1 = 0 (*в*)

изменения момента инерции инерционного элемента динамического гасителя по зависимости:

$$J(\iota_1) = \frac{m_1 r^2}{\iota_1^2} \qquad (28)$$

или, при наличии мультипликатора, по зависимости

$$J(\iota_1) = \frac{m_1 l^2}{i_p^2 \iota_1^2}. \qquad (29)$$

При наличии повышающего редуктора с переменным передаточным числом (вариатора) и при постоянном моменте инерции *J* инерционного элемента гасителя передаточное число редуктора должно меняться по зависимости:

$$i_p(\iota_1) = \frac{l}{\iota_1}\sqrt{\frac{m_1}{J}}. \qquad (30)$$

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Рябов И. М.** Амортизаторы с рекуперацией энергии в цикле колебаний / И. М. Рябов, В. В. Новиков, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, А. В. Галов // Справочник. Инженерный журнал. — М.: Машиностроение, 2001. — № 7. — С. 31—34.
2. **Рябов И. М.** Математическая модель подвески транспортного средства с инерционно-фрикционным амортизатором / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, В. В. Воробьев, И. Н. Уруков // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2009. — Вып. 3. № 21. — С. 29—31.
3. **Рябов И. М.** Математическое моделирование релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2010. — № 10. — С. 80—82.
4. **Рябов И. М.** Теоретическое исследование и выбор рациональных параметров релаксационной подвески АТС с инерционным элементом / И. М. Рябов, К. В. Чернышов, А. В. Поздеев // Изв. ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 3: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2010. — № 10. — С. 83—86.
5. **Рябов И. М.** Типы конструкций инерционно-фрикционных амортизаторов, их моделирование и испытания / И. М. Рябов, В. В. Новиков, А. В. Поздеев, К. В. Чернышов, А. С. Митрошенко // Тракторы и сельхозмашины. — 2013. — № 4. — С. 23—26.
6. **Пат. 2142585 РФ,** МКИ F 16 F 7/10, B 60 G 13/18. Амортизатор / Рябов И. М., Новиков В. В.; ВолгГТУ. — Бюл. № 34. — 1999.
7. **Пат. 2142586 РФ,** МКИ F 16 F 7/10, B 60 G 13/18. Амортизатор / Рябов И. М., Новиков В. В.; ВолгГТУ. — Бюл. № 34. — 1999.
8. **Пат. 2313014 РФ,** МПК 7/10 B 60 G 15/30, F16 F 15/30 Амортизатор / И. М. Рябов, К. В. Чернышов., В. В. Воробьев, А. Ю. Соколов, ВолгГТУ. — Бюл. № 35. — 2007.
9. **Вывод и анализ закона** оптимального регулирования параметров динамического гасителя колебаний в одномассовой колебательной системе при гармоническом возмущении / К. В. Чернышов, И. М. Рябов, А. М. Ковалев, А. В. Поздеев // Известия ВолгГТУ. Серия "Наземные транспортные системы". Вып. 7: межвуз. сб. науч. ст. / ВолгГТУ. — Волгоград, 2013. — № 21 (124). — С. 47—52.
10. **Ротенберг Р. В.** Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р. В. Ротенберг. — 3-е изд. — М.: Машиностроение, 1972. — 392 с.

УДК 656.025.6

Ю. В. Трофименко, д-р техн. наук, профессор, **А. Н. Якубович**, д-р техн. наук, профессор,
Московский автомобильно-дорожный государственный университет (МАДИ)
E-mail: 54081@mail.ru

ОЦЕНКА СООТВЕТСТВИЯ ТРАНСПОРТНО-ЛОГИСТИЧЕСКОЙ ИНФРАСТРУКТУРЫ МЕРАМ ПО ОГРАНИЧЕНИЮ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ НА ОТДЕЛЬНЫХ ТЕРРИТОРИЯХ МЕГАПОЛИСА

Приведен алгоритм и рассмотрены сценарии изменения объема и структуры автотранспортных грузопотоков на территории Московского мегаполиса в условиях ограничения использования грузовых автомобилей в г. Москве. Установлено, что обеспеченность грузопотоков объектами транспортно-логистической инфраструктуры по отдельным сегментам дорожной сети региона будет нарушена, что приведет к снижению эффективности функционирования транспортной системы.

Ключевые слова: *автотранспортные грузопотоки, транспортно-логистические центры, геоинформационное моделирование, транспортная система Московского мегаполиса.*

Y. V. Trofimenko, A. N. Jakubovich

CONFORMITY ASSESSMENT OF TRANSPORT AND LOGISTICS INFRASTRUCTURE MEASURES TO LIMIT THE USE OF TRUCKS IN SOME AREAS OF THE METROPOLIS

The algorithm and considers the scenarios of changes in the volume and structure of transport flows on the territory of Moscow-city in terms of limiting the use of trucks in Moscow. It is established that the security of traffic of objects of transport and logistics infrastructure in some segments of the road network in the region will be disturbed, resulting in reduced efficiency of the transport system.

Keywords: *road traffic, transport and logistics centers, geoinformation modeling, the transport system of Moscow city.*

Введение

Известно, что сложившаяся в крупных городах и мегаполисах нашей страны система функционирования грузового автомобильного транспорта отличается несбалансированностью рынка грузовых автотранспортных услуг, удовлетворяет потребности в транспортном обслуживании с большими экономическими, экологическими и социальными издержками. Эти издержки способствуют возникновению и углублению эколого-социально-экономического дисбаланса функционирования транспортной системы на урбанизированной территории, который, в свою очередь, является естественным ограничителем развития экономики и повышения качества жизни населения.

Отсюда стремление ограничить грузовое движение на УДС в крупных городах. Однако при этом, как правило, не просчитываются последствия таких ограничений, в частности связанные с перераспределением объемов грузоперевозок по территории регионов и необходимостью оптимизации размещения объектов транспортно-логистической инфраструктуры. Рассмотрим такую задачу на примере Мо-

сковского мегаполиса, объединяющего территорию г. Москвы и Московской области.

Целью реализуемой Государственной программы города Москвы "Развитие транспортной системы на 2012—2016 гг." (подпрограмма "Грузовой транспорт") является снижение нагрузки на улично-дорожную сеть со стороны грузового транспорта. В числе основных реализуемых мероприятий:

1. Введение ограничений на движение грузовых транспортных средств в различных городских зонах (в том числе по Московской кольцевой автомобильной дороге) полностью и в определенные часы и дни. Снижение транзитного движения грузового транспорта по МКАД и УДС Москвы, в том числе путем максимального отвлечения от Московского железнодорожного узла транзитных потоков грузов на дальние обходы и Большое Московское окружное кольцо.

2. Размещение логистических центров с учетом дислокации мест "грузогенерации", "грузопритяжения" и "грузообработки", в том числе с использованием транспортной модели. Создание специальных площадок для разгрузки — погрузки грузового транспорта, разработка требований по обустройству мест погрузки-разгрузки грузов на объектах грузогенерации, грузопритяжения и грузообработки. Расширение взаимодействия грузового транспорта со смежными видами транспорта для перевозки грузов за счет внедрения качественно новых логистических схем и технологий организации транспортного процесса.

В результате должна быть снижена величина транзитных грузовых перевозок через Москву на 25 %, численности парка грузовых автомобилей на 60 тыс. ед., а также увеличен объем грузовых перевозок железнодорожным и водным транспортом, улучшена транспортная обстановка в городе.

Важным условием достижения поставленных целей является наличие на территории "Новой Москвы" и Московской области достаточного количества объектов транспортно-логистической инфраструктуры, размещение и площади которых соответствуют направлению и объемам сложившихся и прогнозируемых грузопотоков при реализации комплекса мероприятий по упорядочению грузовых перевозок на территории города.

В настоящей работе выполнено прогнозное моделирование параметров грузопотоков, имеющих конечной точкой Москву, на период до 2020 г., приведены результаты анализа обеспеченности площадями транспортно-логистических центров для каждого из основных радиальных и кольцевых направлений движения по территории Московской области, выявлены зоны недостаточной и избыточной обеспеченности данными площадями.

Структура модели и управляемые переменные

Территориально модель ограничена двумя полукольцами А108 (Московское большое кольцо) и А107 (Московское малое кольцо), объединенными в единую границу радиальными автодорогами М10 "Россия" и М3 "Украина". Таким образом, с достаточной точностью границами модели можно считать создаваемую А113 (Центральную кольцевую автомобильную дорогу).

Грузопотоки поступают на рассматриваемую территорию по 10 основным направлениям, по числу крупнейших радиальных автодорог: М1—М5, М7—М10, А104. Грузопотоки с зарождением на рассматриваемой территории (железнодорожные станции) считаются присоединенными к основным направлениям и отдельно не рассматриваются. Перераспределение грузопотоков — как по направлениям их поступления в Москву, так и транзитных — осуществляется за счет использования западной части внешнего кольца А108 (между М10 и М3) и всего внутреннего кольца А107. До границ Москвы потоки доходят с учетом уменьшения за счет транзита (осуществляемого по А107 и А108 без пересечения границ МКАД) и частичной погрузки на железнодорожный транспорт в пределах рассматриваемой территории. Количественно уменьшение грузопотоков учитывается коэффициентом $k_{тр}$.

Топологическая структура схемы дорожной сети на рассматриваемой территории образована 27 сегментами, соединяющими 24 опорные точки (рис. 1, табл. 1). Опорные точки ограничивают основные кольцевые направления: Московское большое кольцо в части, совпадающей с планируемой ЦКАД (точки A_1—A_4, 3 сегмента), все Московское малое кольцо (точки B_1—B_{10}, 10 сегментов) и МКАД (точки C_1—C_{10}, участки МКАД в структуру сети не входят, поскольку их пересечение означает попадание грузопотока на территорию Москвы). Радиальные грузопотоки поступают по 14 сегментам.

Требуемые площади транспортно-логистических центров, тяготеющих к каждому из направлений, определяются прогнозируемым объемом перевозок по данному направлению. Сложившаяся потребность в складских помещениях классов А и В оценена в среднем как 1—1,5 кв. м на 1 т в год. Существую-

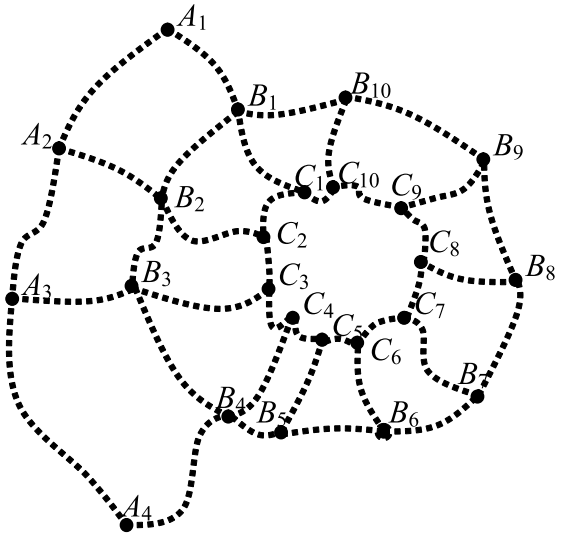


Рис. 1. Топологическая структура схемы дорожной сети

щие транспортно-логистические центры считаются распределенными пропорционально существующим объемам перевозок по направлениям.

Точность во времени (временна́я дискретность) сценарного анализа составляет 1 год; с учетом сохранения степени достоверности прогнозных данных глубина анализа ограничена 2020 г. Рассматриваемый год в дальнейшем обозначается как N и $N \subset [2014; 2020]$. Общий объем грузов, перевозимых в текущем году N по территории, рассматриваемой в настоящей модели и предназначенных для нужд Москвы (включая транзит), обозначен V_N. При этом, по статистическим данным [1], для 2013 г. принято $V_{2013} = 4{,}5$ млн т. Прогнозируемый объем перевозок для года N определяется как $V_N = k_N V_{2013}$; коэффициент k_N является управляемой переменной и отражает сценарный прогноз динамики грузоперевозок. Для каждого года, предшествующего N, прогнозируемый объем грузоперевозок определяется по линейной зависимости между V_{2013} и V_N.

Структура грузопотоков, поступающих по основным направлениям для года N, описывается 10-элементным вектором $SV_N = [p_1 ... p_{10}]$, где параметр p_i показывает процентный вклад i-го грузопотока (нумерация грузопотоков в соответствии с табл. 1) в общий объем грузоперевозок V_N; при этом $\Sigma p_i = 100$ %. Изменение прогнозируемой структуры грузопотоков по отдельным годам отражает их предполагаемое перераспределение в соответствии с целями, обозначенными в [2]. Величина транзита по рассматриваемой территории Московской области (с учетом грузов, предназначенных для погрузки на железнодорожный транспорт в пределах области) определяется как

Таблица 1

Привязка к местности топологической структуры моделируемой дорожной сети

Сегмент	Начало			Конец			Направление
	точка	x, км	y, км	точка	x, км	y, км	
1	A_1	–52	35	A_2	–73	8	A108
2	A_2	–73	8	A_3	–79	–42	A108
3	A_3	–79	–42	A_4	–57	–72	A108
4	B_1	–26	22	B_2	–43	–9	A107
5	B_2	–43	–9	B_3	–37	–34	A107
6	B_3	–37	–34	B_4	–36	–42	A107
7	B_4	–36	–42	B_5	1	–64	A107
8	B_5	1	–64	B_6	19	–63	A107
9	B_6	19	–63	B_7	55	–58	A107
10	B_7	55	–58	B_8	70	–7	A107
11	B_8	70	–7	B_9	29	22	A107
12	B_9	29	22	B_{10}	–2	32	A107
13	B_{10}	–2	32	B_1	-26	22	A107
14	A_1	–52	35	B_1	–26	22	M10
15	A_2	–73	8	B_2	–43	–9	M9
16	A_3	–79	–42	B_3	–37	–34	M1
17	A_4	–57	–72	B_4	–36	–42	M3
18	B_5	1	–64	C_5	4	–37	M2
19	B_6	19	–63	C_6	1	–37	M4
20	B_7	55	–58	C_7	20	–25	M5
21	B_8	70	–7	C_8	19	–14	M7
22	B_9	29	22	C_9	10	–3	M8
23	B_{10}	–2	32	C_{10}	0	0	A104
24	B_1	–26	22	C_1	–6	–4	M10
25	B_2	–43	–9	C_2	–11	–13	M9
26	B_3	–37	–34	C_3	–13	–20	M1
27	B_4	–36	–42	C_4	–7	–29	M3

$k_{тр} V_N$, соответственно границу МКАД пересекает суммарный грузопоток $(1 - k_{тр}) V_N$. При этом транзитом считаются только потоки, не проходящие через Москву (не пересекающие границ МКАД).

Граничные условия и условия равновесия грузопотоков выражаются в виде системы уравнений:

$$\left.\begin{aligned}
&\sum \Delta^{+}_{A_i} + \sum \Delta^{+}_{B_j} = V_N && (i = 1\ldots4,\ j = 5\ldots10),\\
&\sum \Delta^{-}_{A_i} + \sum \Delta^{+}_{B_j} = k_{\text{тр}} V_N && (i = 1\ldots4,\ j = 5\ldots10),\\
&\sum \Delta_{C_i} = \left(1 - k_{\text{тр}}\right) V_N && (i = 1\ldots10);\\
&\Delta^{+}_{A_i} = \mathbf{SV}_i V_N && (i = 1\ldots4),\\
&\Delta^{+}_{B_j} = \mathbf{SV}_j V_N && (j = 5\ldots10),\\
&\sum \Delta_{B_i} = 0 && (i = 1\ldots4),
\end{aligned}\right\},$$

где Δ^{+}, Δ^{-} и Δ — грузопотоки, входящие в точку на внешней границе, выходящие из точки на внутренней границе и суммарные по всем направлениям (с учетом разности знаков для входящих и выходящих потоков) соответственно.

Первое уравнение задает суммарный грузопоток V_N, поступающий в течение года N на рассматриваемую территорию через 10 внешних точек. Второе уравнение определяет суммарный транзитный поток, проходящий по территории без пересечения границ МКАД и покидающий территорию через то же множество граничных точек. В третьем уравнении определен грузопоток, достигающий границ Москвы и попадающий на ее территорию через внутренние точки на схеме дорожной сети. Четвертое и пятое уравнения выражают абсолютные значения грузопотоков, входящих по радиальным направлениям, через их относительные значения в структуре объемов грузоперевозок. Последнее уравнение отражает требование сбалансированности потоков во внутренних точках (отсутствие в них явлений зарождения и поглощения).

Результаты сценарного анализа

Сценарий 1. Предполагается, что основные цели, обозначенные в [2], не будут достигнуты вплоть до 2020 г. Будут сохраняться основные негативные тенденции, обозначенные в "Подпрограмме...", а именно:

- опережающий рост темпов грузовых автотранспортных перевозок по сравнению с перевозками по железной дороге;
- сохранение неравномерной структуры грузопотоков с перегрузкой отдельных направлений и отсутствием перераспределения потоков с использованием кольцевых магистралей;
- сохранение транзита грузов через Москву на уровне 2013 г.

Прогнозная обеспеченность транспортно-логистическими центрами приведена в табл. 2. Можно видеть доминирование объемов перевозок по направлению М10 в общей структуре грузопотоков. Вместе с тем вплоть до 2019 г. количество и объемы ТЛЦ для данного направления остаются достаточными — за счет последовательного ввода в эксплуатацию значительного количества новых ТЛЦ ("Папивино", "Радумля", "Green Channel" и т.д.). Не наблюдается острой нехватки объектов ТЛЦ и по остальным направлениям; относительно наиболее напряженной является ситуация с направлением М1, где для 2019 г. прогнозируется максимальный для данного сценария дефицит площадей. В то же время после ввода в эксплуатацию ТЛЦ "Рыльково" (2020 г.) недостаток площадей в отношении М1 снижается. Объем перевозок по кольцевым направлениям относительно невелик, и их обеспеченность площадями ТЛЦ в целом достаточна.

Таблица 2

Обеспеченность грузопотоков инфраструктурой ТЛЦ в тыс. кв. м (сценарий 1, избыток — со знаком "+", недостаток — со знаком "–")

Направления	Год			
	2014	2016	2018	2020
А104	47,2	520,7	490,4	429,7
М1	–39,3	40,3	–75,2	–137,9
М2	294,5	412,8	367,6	277,3
М3	–26,2	4,9	–70,3	–73,7
М4	2,5	901,1	853,4	758,1
М5	–0,7	–1,2	270,4	413,6
М7	118,4	281,2	252,3	194,7
М8	3,4	–12,6	–23,3	–44,7
М9	2,4	41,3	5,7	–64,3
М10	49,5	356,3	260,1	–111,7
А108	–12,9	–36,9	42,1	–73,7
А107 (лев.)	–161,2	293,3	263,1	–15,6
А107 (прав.)	–81,6	679,5	585,1	236,8

По результатам анализа сценария 1 можно сделать вывод, что выбор места расположения и объемов транспортно-логистических центров Московской области на период до 2020 года основывался на похожем сценарии (т.е. не учитывал выполнения задач по трансформации грузопотоков, обозначенных в "Подпрограмме...").

Сценарий 2. Предполагается, что обозначенные цели будут достигнуты с опозданием, ориентировочно к 2019—2020 гг. При этом 2016 г. будет характеризоваться следующими показателями:

- относительная структура объемов грузоперевозок автомобильным и железнодорожным транспортом сохранится на уровне 2013 г.;
- перераспределение и выравнивание грузопотоков с использованием кольцевых магистралей составит 10 % объема перевозок по наиболее нагруженным направлениям;
- будет достигнуто снижение транзита грузов через Москву на уровне 15 %.

Результаты моделирования прогнозного сценария 2 приведены в табл. 3. Благодаря частичной разгрузки радиальных направлений (при перераспределении грузопотоков на наименее нагруженные магистрали и организации частичного транзита грузов в обход Москвы) значительно возрастает нагрузка на кольцевые сегменты дорожной сети, не обеспеченные в должной мере объектами транспортно-логистической инфраструктуры. К 2020 г. дефицит складских площадей для западного полукольца существующей А107 достигнет 400 тыс. кв. м, а для восточного полукольца — превысит 500 тыс. кв. м. Также значительная и нарастающая с течением времени нехватка площадей прогнозируется для радиального направления М9 "Балтия", на которое перераспределяется грузопоток с направлений М10 и, частично, с М1. Одновременно с этим, к 2020 г. по данному сценарию ожидается наличие невостребованных площадей ТЛЦ в объеме до 40 % их общего количества.

Сценарий 3. Предполагается достижение обозначенных целей в предусмотренные "Подпрограммой..." сроки с сохранением положительных тенденций до конца прогнозного периода (2020 г.); 2016 г. в данном сценарии характеризуется следующими показателями:

- изменение относительной структуры грузоперевозок в сторону преобладания относительных объемов железнодорожных перевозок над автомобильными;
- перераспределение радиальных грузопотоков на уровне 20 %;
- снижение транзита через Москву на 25 %.

Результаты прогнозного сценария 3, в полной мере учитывающего выполнение обозначенных в [2] задач, показаны в табл. 4. Перераспределение грузопотоков с наиболее загруженных к 2013 г. радиальных направлений М10 и М4 приведет к невостребованности значительной части площадей ТЛЦ, создаваемых для их обслуживания. Аналогичная картина прогнозируется и для остальных радиальных магистралей. Вместе с этим суммарный дефицит площадей ТЛЦ для кольцевых направлений будет, уже начиная с 2014 г., поступательно нарастать, и к 2020 г. суммарно составит более 2 млн. кв. м.

По трем рассмотренным сценариям выполнен сравнительный анализ динамики параметров грузопотоков. Значения коэффициента вариации для совокупности из 27 рассматриваемых сегментов сети

Таблица 3

Обеспеченность грузопотоков инфраструктурой транспортно-логистических центров (сценарий 2, площади — в тыс. кв. м)

Направления	Год			
	2014	2016	2018	2020
А104	47,2	602,0	614,2	633,6
М1	–39,3	340,0	387,7	647,9
М2	294,5	553,4	581,1	618,1
М3	–26,2	55,0	–13,5	–18,2
М4	2,5	1053,4	1084,4	1125,0
М5	–0,7	–21,3	243,9	355,3
М7	118,4	297,0	282,6	220,8
М8	3,4	–13,7	–24,2	-56,9
М9	2,4	–167,6	–295,7	–596,4
М10	49,5	834,6	985,1	1079,1
А108	–12,9	–138,9	–135,7	–147,1
А107 (лев.)	–161,2	–20,7	–198,8	–403,2
А107 (прав.)	–81,6	194,2	–76,8	–531,5

Таблица 4

Обеспеченность грузопотоков инфраструктурой транспортно-логистических центров (сценарий 3, площади — в тыс. кв. м)

Направления	Год			
	2014	2016	2018	2020
А104	63,1	649,0	676,2	711,0
М1	22,4	503,7	611,5	938,2
М2	318,3	638,7	684,3	746,1
М3	–26,2	36,7	–44,5	–64,4
М4	27,6	1146,4	1195,4	1262,7
М5	–42,3	–52,0	187,4	368,4
М7	77,4	303,0	266,4	293,6
М8	–12,3	–21,6	–45,2	–53,4
М9	–158,0	–357,4	–598,1	–702,1
М10	145,8	1087,2	1311,4	1471,8
А108	–32,4	–237,2	–266,0	–341,5
А107 (лев.)	–167,4	–346,4	–535,6	–860,4
А107 (прав.)	–119,3	–366,7	–691,2	–1234,6

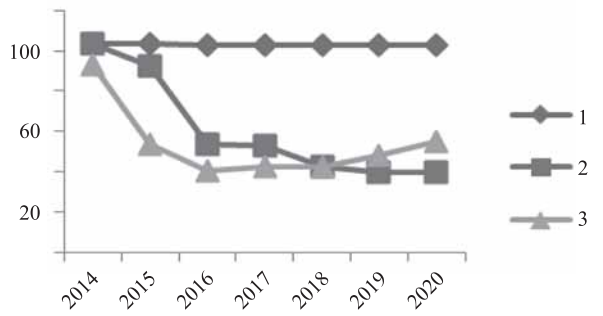


Рис. 2. Оценка неравномерности загрузки сегментов сети по отдельным сценариям (на основе коэффициента вариации)

(см. рис. 1), вычисленные исходя из прогнозируемых объемов грузоперевозок по каждому сегменту, приведены на рис. 2. Увеличение коэффициента вариации отражает возрастание неравномерности загрузки грузопотоками сегментов сети. Первый сценарий характеризуется стабильно высоким значением данного коэффициента, поскольку кольцевые сегменты в течение всего прогнозного периода практически не задействуются, а между сегментами радиальных направлений существует значительная разница по объемам грузоперевозок.

По мере вовлечения в процесс перевозок кольцевых сегментов и соответствующей разгрузке сегментов радиальных (сценарии 2 и 3) общая загрузка сети становится более равномерной и коэффициент вариации снижается. По сценарию 3, начиная с 2017 г. отмечается возобновление определенного роста данного коэффициента, так как к этому моменту объемы перевозок по кольцевым направлениям начинают уже доминировать над радиальными.

Прогнозируемая динамика грузооборота приведена на рис. 3; его практически монотонное повышение (как во временной перспективе, так и сравнительно по сценариям 1, 2 и 3) вызывается удлинением грузопотоков при их перемещении на кольцевые направления. При этом необходимо отметить, что рассматривалась только относительно небольшая часть грузопотоков, проходящая в пределах ЦКАД, где максимальная

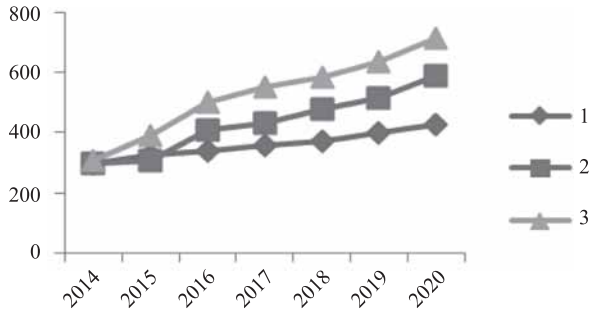


Рис. 3. Прогнозируемая динамика грузооборота по отдельным сценариям, млн т • км

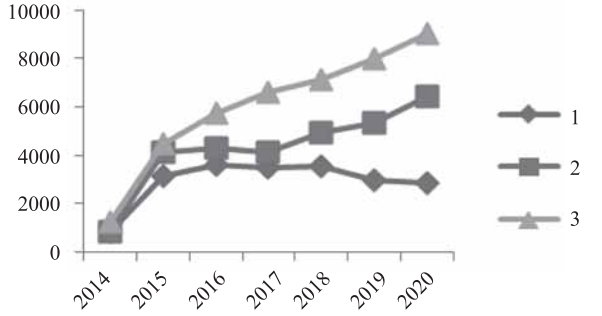


Рис. 4. Оценка уровня оптимальности размещения ТЛЦ на территории по отдельным сценариям (по критерию Σ|Δ|, тыс. кв. м)

длина радиального маршрута ограничена расстоянием около 150 км. Соответственно, реальное процентное изменение грузооборота, с учетом полной длины транспортных потоков, будет значительно меньше.

Общая оценка степени оптимальности размещения на территории транспортно-логистических центров выполнена с использованием показателя Σ|Δ|, где |Δ| — абсолютная величина несоответствия требуемых и имеющихся площадей ТЛЦ для определенного направления; результаты приведены на рис. 4. По мере приближения сценарных условий к целям "Подпрограммы..." неоптимальность размещения на территории транспортно-логистических центров (как существующих, так и планируемых к созданию на период до 2020 г.) становится все более явно выраженной.

Общие выводы

1. Размещение на территории Московской области существующих и перспективных транспортно-логистических центров не является оптимальным.

2. Наибольшая потребность в создании ТЛЦ прогнозируется вблизи кольцевых направлений ЦКАД и для радиального направления М9.

3. Для определения координат оптимального расположения ТЛЦ необходимы дополнительные детализированные исследования на территориях, прилегающих к соответствующим сегментам дорожной сети.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Предпринимательство**: Мособлстат [Электронный ресурс]. Режим доступа: http://www.msko.gks.ru/wps/wcm/connect/rosstat_ts/msko/ru/ statistics/enterprises/ (дата обращения 04.03.2015 г.).
2. **Государственная программа города Москвы** "Развитие транспортной системы" на 2012—2016 годы и на перспективу до 2020 года. Подпрограмма "0106. Грузовой транспорт". Утверждена Постановлением Правительства Москвы от 2 сентября 2011 г. № 408-ПП.

УДК 629.33

М. И. Филатов, д-р техн. наук, профессор, **А. В. Пузаков,** ст. преподаватель, Оренбургский государственный университет, Российская Федерация
E-mail: And-rew78@yandex.ru

ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ ОЦЕНКИ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГЕНЕРАТОРОВ НА ОСНОВЕ МОДЕЛИРОВАНИЯ НЕИСПРАВНОСТЕЙ

В статье приведен анализ причин и последствий неисправностей автомобильных генераторов и обоснована необходимость контроля технического состояния. Предложено оценивать состояние генераторной установки по величине амплитуды и размаха выходного напряжения. Установлено, что структурными параметрами, оказывающими влияние на техническое состояние генератора, являются электрические сопротивления его элементов. Разработаны схемы имитации неисправностей на основе изменения электрического сопротивления элементов автомобильного генератора.

Ключевые слова: *автомобильный генератор, имитация неисправности, диагностические и структурные параметры.*

M. I. Filatov, A. V. Puzakov

JUSTIFICATION OF PARAMETERS OF THE ASSESSMENT OF TECHNICAL CONDITION OF AUTOMOTIVE ALTERNATORS BASED ON MODELLING OF FAILURES

The analysis of the reasons and consequences of failures of automotive alternators is provided in article and need of control of technical condition is proved. It is offered to estimate a condition of generating installation in size of amplitude and scope of an output voltage. It is established that the structural parameters having impact on technical condition of the generator are electric resistance of its elements. Schemes of imitation of failures based on change of electric resistance of elements of the automotive alternator are developed. Practical implementation of the developed schemes is described.

Keywords: *automotive alternator, failure imitation, diagnostic and structural parameters.*

(Рисунки 1—7 на 2-й, 3-й и 4-й полосах обложки)

Введение

Генератор является основным источником электроэнергии на автомобиле, питающим все потребители и заряжающим аккумуляторную батарею при работающем двигателе внутреннего сгорания.

Выход из строя генератора неминуемо приводит к обесточиванию потребителей, поскольку аккумуляторная батарея не способна обеспечивать питанием бортовую сеть больше 30—40 мин. В условиях современной насыщенности автомобиля электрическими и электронными системами, в том числе и отвечающими за безопасность движения, это создает риск возникновения дорожно-транспортных происшествий.

Современный автомобильный генератор — надежное устройство, практически не требующее технического обслуживания (за исключением замены щеток). В процессе же его эксплуатации неизбежно возникают неисправности, основные причины ко-

Причины и последствия неисправностей автомобильных генераторов

Причина неисправности	Частота возникновения, %	Последствия	Проявление
Износ и коррозия	18—25	Износ подшипников, щеток и поверхности контактных колец (возникновение "дорожек")	Повышенный шум при работе, пониженное выходное напряжение
Низкое качество изготовления комплектующих	10—20	Зависание щеток, отказ регулятора напряжения, пробой диодов выпрямителя	Выходное напряжение отсутствует либо выходит за допустимые пределы
Нарушение правил эксплуатации или работа вне установленных нормативами режимов	20—35	Нарушение контакта в месте пайки выводов обмотки ротора к контактным кольцам, пробой диодов выпрямителя, межвитковые замыкания обмоток, отказ регулятора напряжения	Выходное напряжение отсутствует либо выходит за допустимые пределы
Внешние факторы (вода и другие жидкости, высокая температура, грязь, песок, дорожная "химия")	25—40	Замыкание обмоток на корпус, межвитковые замыкания обмоток, обрыв обмоток, пробой диодов, выпрямителя	Повышенный нагрев обмоток, выходное напряжение отсутствует либо выходит за допустимые пределы
—	100	—	—

торых и их последствия приведены в таблице. Исследование эксплуатационной надежности генераторов автомобилей Renault Logan в условиях таксомоторного парка показало, что наработка на отказ в среднем составляет 82 тыс. км. (рис. 1).

Однако это значение существенно сокращается для генераторов отечественных автомобилей, что связано как с несовершенством конструкции самих генераторов, так и с неудачными решениями их компоновки.

Следовательно, для снижения простоев транспортных средств, связанных с неисправностями генераторов, необходимо своевременно определять их техническое состояние без снятия с автомобиля. Наиболее приспособленным для этого устройством является переносной осциллограф [1], однако на сегодняшний день отсутствуют точные значения диагностических параметров, позволяющие отличить исправный генератор от неисправного.

Цель и задачи

Целью работы является прогнозирование ресурса автомобильных генераторов на основе разработанных методов диагностирования.

Основные задачи.

1. Обоснование диагностических параметров автомобильных генераторных установок.

2. Разработка математической модели работоспособности генератора в условиях эксплуатации.

3. Разработка новой методики проведения ускоренных испытаний автомобильных генераторных установок.

Основная часть

Анализ причинно-следственных связей неработоспособных или исправных элементов автомобильного генератора и его выходных параметров [2] показал, что существует четыре диагностических параметра, характеризующие работоспособность генератора: уровень шума, температура обмоток, величина и форма выходного напряжения. Однако уровень шума позволяет оценить лишь состояние механической части генератора, а температура обмоток не обладает достаточной чувствительностью, поскольку при нормальной работе обмотки нагреваются до 70 °С и более и перегрев на уровне 5 °С сложно диагностировать.

В связи с этим, на наш взгляд, наиболее информативными и достоверными диагностическими параметрами являются величина и форма выходного напряжения.

Нормативные значения величины выходного напряжения приводятся в паспортных данных генератора, и находятся в интервале 14,2—14,8 В. Ряд неисправностей на ранней стадии практически не оказывают влияние на величину выходного напряжения. Более информативным диагностическим параметром является форма выходного напряжения, для регистрации которой необходимо использовать

осциллограф. Многочисленные источники [3] описывают осциллограммы исправных генераторов и с возникшими неисправностями, однако их многообразие затрудняет формализацию и математическое описание.

Большинство осциллограмм имеет форму, показанную на рис. 2. Разница заключается в количестве и размерах характерных "пиков" и "провалов", в то же время при отсутствии неисправностей выходное напряжение представляет практически прямую линию.

Сравнивая осциллограммы, можно сделать вывод, что основным отличием формы выходного напряжения исправной генераторной установки является малая величина размаха (ΔU).

Ряд проведенных экспериментов показал, что размах выходного напряжения исправной генераторной установки не превышает 0,6 В, а возникновение неисправностей приводит к значительному увеличению размаха (до 8,2 В), причем амплитуда напряжения может практически не измениться.

Все электрические неисправности генератора приводят к изменению структурных параметров его элементов. Установим, какие конкретно структурные параметры можно однозначно связать с неисправностями генератора.

На рис. 3 приведена функциональная схема автомобильного генератора с указанием связей между отдельными элементами и условиями сохранения работоспособности.

Магнитный поток, создаваемый обмоткой ротора, определяется подводимым напряжением и не зависит от ее электрического сопротивления:

$$\begin{cases} \Phi = Iw_{\text{р}}, \\ I = \dfrac{U_{\text{б}}}{R_{\text{ор}}}, \\ R_{\text{ор}} = \dfrac{\rho\pi D_{\text{ср}} w_{\text{р}}}{S_{\text{пр}}}, \\ \Phi \equiv \dfrac{U_{\text{б}} S_{\text{пр}}}{\rho\pi D_{\text{ср}}}, \\ R_{\text{ор}} \to R_{\text{орн}} \quad \text{при} \quad R_{\text{ки}},\ R_{\text{ми}} \to \max, \end{cases} \tag{1}$$

где Φ — магнитный поток, Вб; I — сила тока обмотки, А; $w_{\text{р}}$ — количество витков обмотки ротора; $R_{\text{ор}}$ — сопротивление обмотки ротора, Ом; $U_{\text{б}}$ — напряжение батареи, В; ρ — удельное сопротивление проводника, Ом · м; $D_{\text{ср}}$ — средний диаметр обмотки, м; $S_{\text{пр}}$ — площадь сечения проводника, м^2.

В исправном состоянии сопротивление корпусной и межвитковой изоляции (десятки мегаом) намного превышает сопротивление обмотки ротора (единицы ом) и не оказывает на нее влияние. В случае значительного снижения сопротивления изоляции под действием дестабилизирующих факторов (попадание влаги, повышенная температура, коррозионные вещества) происходит межвитковое замыкание или замыкание на корпус, приводящее к снижению сопротивления обмотки.

Поскольку мы выяснили, что магнитный поток в процессе эксплуатации практически не изменяется, то можно считать, что на величину напряжения, вырабатываемого обмоткой статора оказывает влияние число витков обмотки, которое может снизиться при межвитковых замыканиях, замыканиях на корпус и межфазных замыканиях, и частота вращения ротора, уменьшающаяся при недостаточном натяжении ремня.

Исходя из этого, для обмотки статора справедливо следующее утверждение:

$$\begin{cases} R_{\text{ос}} \equiv w_{\text{с}}, \\ U_{\text{с}} = f\left(\Phi,\ R_{\text{ос}},\ n\right), \\ R_{\text{ор}} \to R_{\text{орн}} \quad \text{при} \quad R_{\text{ки}},\ R_{\text{ми}} \to \max, \\ n = i\eta n_{\text{двс}} \quad \text{при} \quad g_{\text{р}} \to g_{\text{рн}}, \end{cases} \tag{2}$$

где n — частота вращения ротора генератора, мин$^{-1}$; i — передаточное отношение шкив генератора — шкив коленчатого вала; η — КПД ременной передачи; $n_{\text{двс}}$ — частота вращения коленчатого вала ДВС, мин$^{-1}$; $R_{\text{ос}}$ — сопротивление обмотки статора, Ом; $U_{\text{с}}$ — напряжение обмотки статора, В; $w_{\text{с}}$ — количество витков обмотки статора; $g_{\text{р}}$ — натяжение приводного ремня, Н.

Напряжение на выходе выпрямительного блока практически не отличается от напряжения, вырабатываемого обмоткой статора:

$$U_{\text{д}} \approx U_{\text{с}} \text{ при } R_{\text{дпр}} \to 0,\ R_{\text{добр}} \to \max, \tag{3}$$

где $U_{\text{д}}$ — напряжение на выходе выпрямителя (генератора), В; $R_{\text{дпр}}$, $R_{\text{добр}}$ — сопротивление диодов выпрямительного блока соответственно в прямом и обратном направлении, Ом.

Напряжение на выходе генератора отличается от напряжения, подведенного к обмотке ротора на величину падения напряжения в щеткодержателе:

$$\begin{cases} U_{\text{б}} = U_{\text{д}} - \Delta U_{\text{щ}}, \\ \Delta U_{\text{щ}} \equiv R_{\text{щ}}, \\ R_{\text{щ}} = f\left(g_{\text{щ}},\ R_{\text{кк}}\right), \end{cases} \tag{4}$$

где $\Delta U_{\text{щ}}$ — падение напряжения в щеткодержателе, В; $R_{\text{щ}}$ — сопротивление цепи щеткодержатель — обмотка

ротора, Ом; $g_щ$ — сила прижатия щеток, Н; $R_{кк}$ — сопротивление контактных колец, Ом.

Таким образом, из выражений (1)—(4) следует, что структурными параметрами, определяющими работоспособность автомобильного генератора, являются электрические сопротивления обмоток, корпусной и межвитковой изоляции, полупроводниковых диодов и участка щеткодержатель — обмотка ротора.

На следующем этапе необходимо количественно обосновать диапазоны электрических сопротивлений, соответствующие работоспособному состоянию и характерным неисправностям элементов генератора. Существует два способа решения этой задачи.

В первом случае необходимо провести обследование большого парка автомобилей одного модельного ряда с целью сбора статистической информации об изменении электрических сопротивлений элементов генератора в процессе эксплуатации. Существенным недостатком данного способа является длительность эксперимента, а также необходимость съема генератора с автомобиля.

Второй путь заключается в имитации неисправностей автомобильных генераторов в лабораторных условиях на специально разработанном стенде. Преимуществами данного способа можно считать значительное ускорение эксперимента, возможность моделирования совокупности ряда неисправностей, а также установление четкой границы между работоспособным и неработоспособным состоянием генератора.

Рассмотрим возможности моделирования неисправностей автомобильного генератора применительно к отдельным его узлам.

К основными неисправностями обмотки ротора относятся межвитковые замыкания, замыкания на корпус ("массу"), обрыв обмотки и нарушение контакта в месте пайки выводов обмотки ротора к контактным кольцам (по сути, начальная стадия неисправности, приводящей к обрыву обмотки). Указанные неисправности сопровождаются изменением электрического сопротивления обмотки, которое уменьшается при замыканиях и увеличивается в остальных случаях.

Если рассматривать схему замещения обмотки ротора (рис. 4), то можно сделать вывод, что для увеличения сопротивления обмотки необходимо последовательно с ней включить реостат *R*1, регулируя сопротивление которого можно имитировать нарушение контакта в месте пайки выводов обмотки ротора к контактным кольцам (при промежуточном положении) или обрыв обмотки — в крайнем положении реостата. К тому же результату — увеличению сопротивления обмотки ротора можно свести такие неисправности, как окисление поверхности контактных колец и плохой контакт между щетками и контактными кольцами.

Гораздо сложнее технически реализовать уменьшение сопротивления обмотки ротора, поскольку при этом требуется путем удаления части покровной и витковой изоляции подпаять вывод к средней части обмотки (показано пунктиром на рис. 1). Высокая частота вращения ротора не позволит осуществить надежное соединение этого вывода с неподвижной частью генератора.

При уменьшении сопротивления обмотки ротора не происходит величины магнитного потока, а следовательно, величины и формы выходного напряжения. Поэтому невозможность имитации данных неисправностей никак не скажется на решении поставленной задачи.

Основным отличием обмотки статора от уже рассмотренной обмотки ротора является ее многофазность, а значит, и возможность межфазного замыкания.

Так как обмотка статора размещена неподвижно и лишена покровной изоляции, то становится возможной имитация межвитковых и корпусных замыканий путем подпайки реостата *R*3 к виткам обмотки (рис. 5). Также на рисунке показана имитация обрыва одной из фаз обмотки — реостат *R*1 и межфазного замыкания — реостат *R*2.

Выпрямительный блок представляет собой последовательно-параллельное соединение группы полупроводниковых диодов (как правило, не меньше шести). Следовательно, неисправности диодов можно разбить на две группы: относящиеся к одному из диодов и групповые неисправности. Неисправности диодов сводятся к обрыву внутренней цепи (сопротивление стремится к бесконечности) и короткому замыканию (сопротивление стремится к нулю).

Поэтому для имитации этих неисправностей последовательно (параллельно) диоду (рис. 6) включается реостат, изменяя сопротивление которого можно помимо перечисленных граничных значений получить ряд промежуточных точек. Эти данные понадобятся для прогнозирования работоспособности диодов.

К групповым неисправностям можно отнести одновременный отказ двух диодов одной фазы ("выгорание" фазы), отказ трех диодов положительной или отрицательной полярности, а также комбинацию коротких замыканий ("пробоев") и обрывов цепи любых диодов выпрямителя.

Для реализации вышеуказанных положений разработан специальный стенд, который позволяет путем включения соответствующих тумблеров и ре-

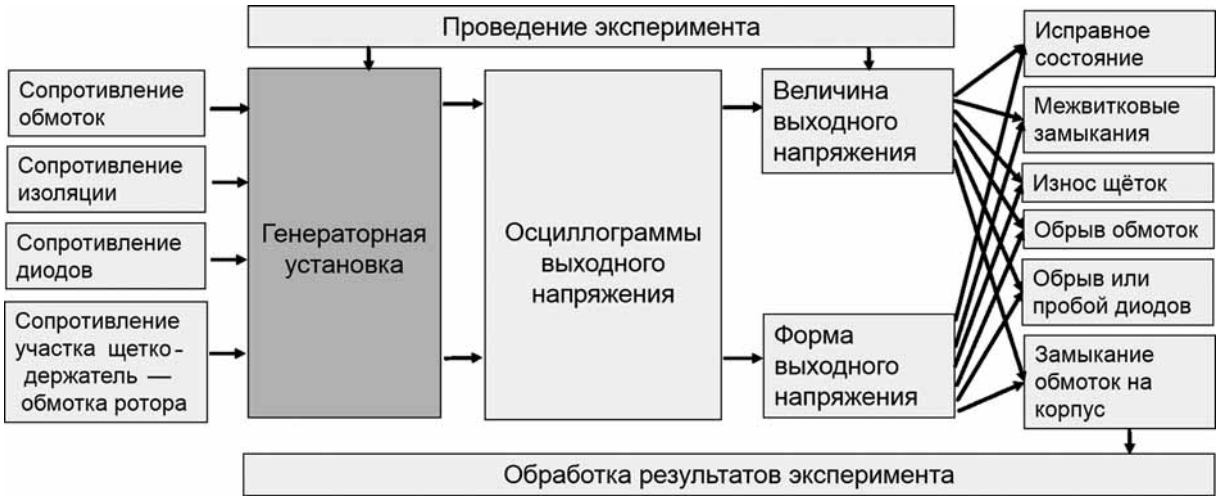


Рис. 8. Структурная схема проведения эксперимента

гулировочных реостатов имитировать одну или ряд неисправностей автомобильных генераторов. Общая схема имитации неисправностей автомобильного генератора приведена на рис. 7.

Целью эксперимента является систематизация осциллограмм выходного напряжения, соответствующих моделируемым неисправностям и обобщение их параметров (амплитуда и размах) для дальнейшей классификации отказов генератора.

Структурная схема эксперимента приведена на рис. 8.

Задача прогнозирования ресурса автомобильного генератора решается на применении математического обеспечения теории распознавания образов. Согласно этому методу испытанный генератор относят к какому-либо из временных классов. Многомерное пространство с определенными значениями диагностических параметров генератора в настоящем и прогнозируемом времени представляет собой множество точек. Сочетания точек, относящихся к различным временным классам, группируются в пространстве в некоторой плотностью вероятности в различные области. Эти области (множество) характеризуют состояние генератора в момент времени t; принимается решение о принадлежности его к той или иной области, т. е. распознается образ испытанного генератора.

Выводы

1. Для сокращения простоев автомобилей и предотвращения внезапных отказов необходимо осуществлять периодический контроль текущего состояния генераторных установок.

2. Анализ взаимосвязей структурных и диагностических параметров генераторной установки позволил выделить в качестве наиболее информативных параметров амплитуду и форму выходного напряжения, причем параметром, конкретизирующим форму выходного напряжения, является размах.

3. Установлено, что структурными параметрами, оказывающими влияние на техническое состояние генератора, являются электрические сопротивления обмоток, корпусной и межвитковой изоляции, полупроводниковых диодов и участка щеткодержатель — обмотка ротора.

4. Разработанная методика имитации неисправностей позволяет количественно обосновать диапазоны электрических сопротивлений, соответствующие работоспособному состоянию и характерным неисправностям элементов генератора.

5. Обработка результатов эксперимента и применение теории распознавания образов позволит разработать классификацию неисправностей с целью практического ее применения на автомобилях.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Постоловский В. Д.** Диагностика автомобильных генераторов / В. Д. Постоловский // Автомастер — 2009. — № 5. — С. 15—18.
2. **Пузаков А. В.** Обоснование диагностических параметров автомобильных генераторных установок / А. В. Пузаков // Вестник ОГУ. — 2014. — № 10. — С. 158—163.
3. **Передерий А. Н.** Генератор без загадок / А. Н. Передерий // Автомастер. — 2010. — № 2. — С. 15—17.

УДК 621.5

Н. Е. Кокодеева, д-р техн. наук, профессор, **А. В. Чванов**, канд. техн. наук,
С. В. Карпеев, канд. техн. наук, СГТУ имени Ю. А. Гагарина,
А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор, **Л. В. Янковский**, канд. техн. наук, доцент,
Пермский национальный исследовательский политехнический университет
E-mail: soni.81@mail.ru

ПРОБЛЕМЫ И ПРОЦЕДУРЫ ВСТУПЛЕНИЯ В ДЕЙСТВИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО РЕГЛАМЕНТА ТАМОЖЕННОГО СОЮЗА "БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДОРОГ"

Оценка соответствия в форме регистрации, экспертизы, оценки пригодности, государственного контроля (надзора) и (или) в иной форме устанавливается разработчиком в конкретных технических регламентах с учетом специфики продукции, а также объекта технического регулирования, степени риска причинения вреда и осуществляется соответствующими уполномоченными органами государств — членов Таможенного союза. Согласно решению Комиссии Таможенного союза от 7 апреля 2011 г. № 621 выбор форм и схем оценки соответствия должен осуществляться с учетом суммарного риска от недостоверной оценки соответствия и вреда от применения продукции, прошедшей оценку соответствия.

Ключевые слова: *оценка риска, проверка соответствия, качество, дорожное хозяйство, автомобильная промышленность, технические регламенты, Таможенный союз.*

N. E. Kokodeeva, A. V. Chvanov, S. V. Karpeev, A. V. Kochetkov, L. V. Yankovsky

PROBLEMS AND PROCEDURES OF THE INTRODUCTION IN ACTION OF TECHNICAL REGULATIONS OF THE CUSTOMS UNION "SAFETY OF HIGHWAYS"

The compliance assessment in the form of registration, examination, an assessment of suitability, the state control (supervision) and (or) in other form is established by the developer in concrete technical regulations taking into account specifics of production, and also object of technical regulation, degree of risk of infliction of harm and is carried out by the appropriate authorized bodies of member states of the Customs union. According to the decision of the Commission of the Customs union of April 7, 2011 the choice of forms and schemes of an assessment of compliance has to be carried out No. 621 taking into account total risk from a doubtful assessment of compliance and harm from use of production which passed a compliance assessment.

Keywords: *risk assessment, compliance check, quality, road economy, automotive industry, technical regulations, Customs union.*

Российская Федерация с целью стать полноправным участником международной торговли в 2003 г. утвердила Федеральный закон № 184-ФЗ "О техническом регулировании", основные положения которого базируются на положениях Соглашения о технических барьерах в торговле ВТО, а также на Директиве Европейского Союза "О процедуре представления информации в области технических регламентов и стандартов". Такой подход позволяет разработать оригинальные новаторские методы, ликвидирующие технические барьеры для свободного обращения продукции на мировом рынке.

Вступление Российской Федерации во Всемирную торговую организацию, определило активную позицию государства в подготовке комплекса правовых документов, определяющих права и обязанности правительств в сфере международной торговли товарами и услугами, в том числе и в области транспортного строительства.

На период 26.06.2014 г. членами ВТО являются уже 160 стран мира и с каждым годом их число увеличивается. Деятельность ВТО направлена на регулирование торгово-политических отношений участников Организации на основе пакета Соглашений Уругвайского раунда многосторонних торговых переговоров (1986—1994 гг.).

В настоящее время в Российской Федерации продолжает активно развиваться система технического регулирования, которая в соответствии с основными

положениями Федерального закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" представляет собой совокупность нормативных международных соглашений и законодательных актов, технических регламентов, национальных стандартов и стандартов организаций, гармонизированных между собой.

На протяжении последних десяти лет авторами настоящей статьи проводится цикл исследований, посвященных тематике оценки суммарного риска в дорожном хозяйстве и системе добровольной сертификации "ОЦЕНКА РИСКА". Краткий перечень библиографического описания работ авторов приведен в списке литературы [1—11].

На сегодняшний день продолжается процесс разработки и утверждения ряда законодательных документов, направленных на выполнение Федерального Закона № 184-ФЗ "О техническом регулировании" (с изменениями и дополнениями, вступившими в силу с 22.12.2014 г.), в котором предлагается в качестве измерителя требуемого уровня безопасности использовать допустимый риск причинения вреда:

— безопасность продукции и связанных с ней процессов производства, эксплуатации, хранения, перевозки, реализации и утилизации (далее — безопасность) - состояние, при котором отсутствует недопустимый риск, связанный с причинением вреда жизни или здоровью граждан, имуществу физических или юридических лиц, государственному или муниципальному имуществу, окружающей среде, жизни или здоровью животных и растений;

— риск — вероятность причинения вреда жизни или здоровью граждан, имуществу физических или юридических лиц, государственному или муниципальному имуществу, окружающей среде, жизни или здоровью животных и растений с учетом тяжести этого вреда.

Федеральный Закон № 184-ФЗ "О техническом регулировании" юридически закрепил основы проведения реформирования сложившейся за многие десятилетия системы технического нормирования, с целью обеспечения эффективности регулирующего воздействия в трех направлениях:

— в области установления, применения и исполнения обязательных требований, предъявляемых государством в технических регламентах к объектам технического регулирования (материальным объектам, технологическим процессам, работе, услугам);

— в области установления и применения на добровольной основе требований национальных стандартов, стандартов организации и сводов правил к характеристикам продукции, правилам осуществления и характеристикам процессов проектирования;

— в области оценки соответствия (согласно Федеральному закону № 184-ФЗ "О техническом регулировании" формы и схемы оценки соответствия должны быть изложены в технических регламентах и основываться на оценке риска причинения вреда).

В рамках реализации ФЗ № 184-ФЗ "О техническом регулировании" в настоящее время действуют около 35 технических регламентов Таможенного союза в различных сферах деятельности, в том числе и в дорожном хозяйстве, к объектам которой могут быть применены следующие технические регламенты:

— Федеральный закон Российской Федерации "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений" от 30 декабря 2009 г. № 384-ФЗ и Постановление Правительства Российской Федерации от 21 июня 2010 г. № 1047-р "Об утверждении перечня национальных стандартов и сводов правил (частей таких стандартов и сводов правил), в результате применения которых на обязательной основе обеспечивается соблюдение требований Федерального закона "Технический регламент о безопасности зданий и сооружений";

— технический регламент Таможенного союза "О безопасности зданий и сооружений, строительных материалов и изделий", который вступит в силу с 1 октября 2015 г. Дополнительные требования к строительным сооружениям различного назначения могут устанавливаться в развитие требований данного технического регламента в соответствующих технических регламентах Таможенного союза. Разработан Перечень нормативных документов, применением которых обеспечивается соблюдение требований технического регламента Таможенного союза "О безопасности зданий и сооружений, строительных материалов и изделий";

— проект Технического регламента Евразийского экономического сообщества "О безопасности зданий и сооружений, строительных материалов и изделий";

— решением Комиссии Таможенного союза № 187 от 18.10.2011 г. в соответствии со ст. 13 Соглашения о единых принципах и правилах технического регулирования в Республике Беларусь, Республике Казахстан и Российской Федерации от 18.11.2010 г. был принят Технический регламент ТС 014/2011 "Безопасность автомобильных дорог". Установлена дата вступления Технического регламента в силу — 15.02.2015 г. Решением Коллегии Евразийской экономической комиссии № 81 от 13.06.2012 г. утверждена "Программа по разработке межгосударственных стандартов, в результате применения которых на добровольной основе обеспечивается соблюдение требований технического регламента Таможенного союза "Безопасность автомобильных дорог" (ТР ТС 014/2011), а также межгосударственных стандартов, содержащих правила и методы исследований (испытаний) и измерений, в том числе правила отбора образцов, необходимые для применения и исполнения требований ТР ТС 014/2011.

Объектами технического регулирования ТР ТС 014/2011 являются вновь строящиеся, реконструируемые, капитально ремонтируемые и эксплуатируемые автомобильные дороги общего пользования и дорожные сооружения на них, включая элементы обустройства (для объектов дорожного и придорожного сервиса регулируется только их расположение), а также связанные с ними процессы проектирования, строительства, реконструкции, капитального ремонта и эксплуатации автомобильных дорог и дорожных сооружений и применяемые дорожно-строительные материалы и изделия.

Решением № 827 от 18.10.2011 г. установлено следующее:

"Документы об оценке (подтверждении) соответствия обязательным требованиям, установленным нормативными правовыми актами Таможенного союза или законодательством государства — члена Таможенного союза, выданные или принятые в отношении дорожно-строительных материалов и изделий, являющихся объектами технического регулирования Технического регламента, до дня вступления в силу Технического регламента, действительны до окончания срока их действия, но не позднее 1 сентября 2016 г. Указанные документы, выданные или принятые до дня официального опубликования настоящего Решения, действительны до окончания срока их действия.

Со дня вступления в силу Технического регламента выдача или принятие документов об оценке (подтверждении) соответствия продукции обязательным требованиям, ранее установленным нормативными правовыми актами Таможенного союза или законодательством государства — члена Таможенного союза, не допускается.

Проектная документация, разработанная и утвержденная до вступления в силу Технического регламента, не подлежит изменению после вступления в силу Технического регламента.

До 1.09.2016 г. допускается производство и выпуск в обращение продукции в соответствии с обязательными требованиями, ранее установленными нормативными правовыми актами Таможенного союза или законодательством государства — члена Таможенного союза, при наличии документов об оценке (подтверждении) соответствия продукции указанным обязательным требованиям, выданных или принятых до дня вступления в силу Технического регламента".

В целях реализации положений Соглашения о единых принципах и правилах технического регулирования в Республике Беларусь, Республике Казахстан и Российской Федерации от 18 ноября 2010 г. разработано Положение о порядке применения типовых схем оценки (подтверждения) соответствия требованиям технических регламентов Таможенного союза, утвержденное Решением Комиссии Таможенного союза от 7 апреля 2011 года № 621. В нем сказано, что применительно к продукции, оценка соответствия должна проводиться в форме подтверждения соответствия (декларирования соответствия, сертификации), регистрации, в том числе государственной, экспертизы, оценки пригодности, испытаний, государственного контроля (надзора) и (или) иной форме.

Оценка соответствия в форме регистрации, экспертизы, оценки пригодности, государственного контроля (надзора) и (или) в иной форме устанавливается разработчиком в конкретных технических регламентах с учетом специфики продукции, а также объекта технического регулирования, степени риска причинения вреда и осуществляется соответствующими уполномоченными органами государств — членов Таможенного союза. Приведены Типовые формы оценки соответствия.

Согласно решению Комиссии Таможенного союза от 7 апреля 2011 г. № 621 выбор форм и схем оценки соответствия должен осуществляться с учетом суммарного риска от недостоверной оценки соответствия и вреда от применения продукции, прошедшей оценку соответствия.

Итак, с 15 февраля 2015 г. дорожное хозяйство стран — участников Таможенного союза, в том числе Российской Федерации, работает в условиях правоприменения Технического регламента Таможенного союза "Безопасность автомобильных дорог" и комплекса новых государственных стандартов, подтверждающих соответствие продукции положениям технического регламента.

Дорожников неизбежно ожидает освоение новых нормативных документов и процедур, связанных с подтверждением соответствия, получение подтверждающих документов по новым формам.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Методические подходы** реализации принципов технического регулирования в дорожном хозяйстве / Кокодеева Н. Е., Кочетков А. В., Янковский Л. В. // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. 2011. № 1. — С. 44—56.
2. **Формирование научно-инновационной политики дорожного хозяйства** / Сухов А. А., Карпеев С. В., Кочетков А. В., Аржанухина С. П. // Инновационная деятельность. — 2010. № 3. — С. 41.
3. **Состояние современного методического обеспечения** расчета и конструирования дорожных одежд / Кочетков А. В., Кокодеева Н. Е., Рапопорт П. Б., Рапопорт Н. В., Шашков И. Г. // Транспорт. Транспортные сооружения. Экология. — 2011. — № 1. — С. 65—74.
4. **Статистические методы контроля качества** при производстве цементобетона и цементобетонных смесей / Васильев Ю. Э., Полянский В. Г., Соколова Е. Р., Гарибов Р. Б., Кочетков А. В., Янковский Л. В. // Современные проблемы науки и образования. — 2012. — № 4. — С. 101.
5. **Совершенствование структуры отраслевой диагностики** федеральных автомобильных дорог / Аржанухина С. П., Кочетков А. В., Козин А. С., Стрижевский Д. А. // Интернет-журнал Науковедение. — 2012. — № 4 (13). С. 70.
6. **Проблемы долговечности цементных бетонов** / Рапопорт П. Б., Рапопорт Н. В., Кочетков А. В., Васильев Ю. Э., Каменев В. В. // Строительные материалы. — 2011. № 5. — С. 38—41.
7. **Диагностика и паспортизация элементов улично-дорожной сети** системой видеокомпьютерного сканирования / Васильев Ю. Э., Беляков А. Б., Кочетков А. В., Беляев Д. С. // Интернет-журнал Науковедение. — 2013. — № 3 (16). — С. 55.
8. **Шероховатые поверхности:** нормирование, проектирование и устройство / Кочетков А. В., Суслиганов П. С. // Автомобильные дороги. — 2005. — № 1. — С. 54.
9. **Применение геоимплантатных конструкций** для создания экопаркингов / Янковский Л. В., Кочетков А. В. // Экология и промышленность России. — 2011. — № 5. — С. 32—34.
10. **Нормативное и технологическое развитие** инновационной деятельности дорожного хозяйства / Аржанухина С. П., Кочетков А. В., Козин А. С., Стрижевский Д. А. // Интернет-журнал Науковедение. — 2012. — № 4 (13). — С. 69.
11. **Состояние нормативного обеспечения** инновационной деятельности дорожного хозяйства / Аржанухина С. П., Сухов А. А., Кочетков А. В., Карпеев С. В. // Качество. Инновации. Образование. 2010. № 9. — С. 40.

УДК 338

В. С. Антипенко, канд. техн. наук, МГУПС (МИИТ), **К. В. Галкин**, аспирант, МГМУ МАМИ
E-mail: antipenkovs7@mail.ru

ИНФОРМАЦИОННЫЕ МЕТОДЫ УПРАВЛЕНИЯ ЗАПАСАМИ СО СТОХАСТИЧЕСКИМИ СПРОСОМ И ВРЕМЕНЕМ ЗАДЕРЖКИ

Рассматривается решение задачи управления запасами со случайным временем задержки и случайным спросом.

Ключевые слова: *адаптивные алгоритмы, уровни запасов инструментов, формулы, стохастический критерий.*

V. S. Antipenko, K. V. Galkin

INFORMATION METHODS OF STOREKEEPING WITH STOCHASTIC DEMAND AND TIME A DELAE

The decision of a problem of storekeeping with casual time of a delay and casual demand is considered.

Keywords: *adaptive algorithms, stock rates of tools, formulas, stochastic criterion.*

На предприятиях машиностроения за годы работы нередко накапливаются излишние запасы ресурсов, как исходных материальных ресурсов, так и готовой продукции, которые пролеживают на складах, морально и физически устаревают, теряя свою стоимость, и фактически замораживают вложенные в них средства.

Возникает необходимость повышения эффективности систем управления накоплениями запасных частей для машин специального назначения, путем построения моделей, их алгоритмизации и оптимизации [1, 3, 5].

Спрос обычно носит случайный характер, а заявки выполняются со случайным временем задержки. Функции распределения спроса и времени задержки априори произвольны и неизвестны, и зачастую не унимодальные. В этих условиях естественно воспользоваться современными методами информационных технологий, в частности алгоритмами идентификации.

Пусть система управления запасами характеризуется функцией затрат Z на хранение запаса, доставку, дефицит и т.п. Управление запасами осуществляется путем выбора стратегии управлении. Одной из достаточно эффективных и гибких (s, S) — стратегия, согласно которой заказ величиной $S - y$ формируется по снижению уровня запаса y ниже уровня s, $s < S$. Для случайного спроса и нулевой задержки $Z = Z(y(s, S, x))$, где согласно Ю. И. Рыжикову "Управление запасами" $y(s, S, x)$ — текущий уровень запаса, x — случайный спрос, s, S — уровни в (s, S)-стратегии. Тогда критерием оптимальности системы J служит некоторая усредненная функция от затрат Z:

$$J(s,S) = M_x\left\{F\left[\left(y(s,S,x)\right)\right]\right\} \to \min_{s,S}. \qquad (1)$$

Применяя к (1) один из методов информационных технологий — метод стохастической аппроксимации, получаем самосогласованную систему адаптивных алгоритмов.

$$\begin{gathered} S[p+1] = S[p] - \\ -\gamma_\alpha\left(S[p+1]\right) f_s \nabla_s F\left(Z\left(y\left(s[p], S[p], x[p+1]\right)\right)\right), \\ s[p+1] = s[p] - \\ -\gamma_\alpha\left(s[p+1]\right) f_s \nabla_s F\left(Z\left(y\left(s[p], S[p], x[p+1]\right)\right)\right), \end{gathered} \qquad (2)$$

$$f_S = \begin{cases} 1, S > s + \alpha \\ 0, S \leqslant s + \alpha \end{cases} \quad f_S = \begin{cases} 1, S > s + \alpha \quad \text{и} \quad s > b \\ 0, S \leqslant s + \alpha \quad \text{и} \quad s \leqslant b \end{cases}, \quad (3)$$

где ∇_α — градиент по α; $\gamma_\alpha[p+1]$ — коэффициенты; f_s, f_S — функции, учитывающие ограничения на s и S.

Предполагается, что функции F и Z — дифференцируемые (о производной $\partial y/\partial s$ см. пример), в противном случае можно применить поисковые алгоритмы [2]. Достаточные условия сходимости (2) приведены в многочисленных монографиях по методам стохастической аппроксимации, в том числе и в [2].

Достаточный критерий сходимости дискретных алгоритмов обучения к цели обучения, представляющей собой локальный минимум или нижнюю грань функционала, и формулируется следующим образом в обозначениях работы [2].

Дискретный алгоритм обучения сходится почти наверное, если:

а)

$$M_x\left\{\nabla_c^T Q(x,c)\nabla_c Q(x,c)\right\} \leqslant \leqslant d\left(\alpha + \|c\|^2\right), \alpha = 0 \text{ или } 1; \quad (4)$$

где $\nabla_c^T Q(x,c)$ — транспонированная матрица;

б) элементы диагональной матрицы $\gamma_\nu[n]$ коэффициентов таковы, что

$$\left.\begin{aligned} &0 < \gamma_\nu[n] \leqslant \gamma_0(\alpha,\beta); \\ &\sum_{n=1}^{\infty} \gamma_\nu[n] = \infty; \\ &(\alpha+\beta)\sum_{n=1}^{\infty} \gamma_\nu^2[n] < \infty, \end{aligned}\right\} \quad (5)$$

где $\beta = 1$, если случайный градиент $\nabla_c Q(x, c)$ измеряется с помехами ограниченной дисперсии и нулевым средним, и $\beta = 0$, если помех нет.

Смысл этих условий сходимости весьма прост. Требование "а" налагает ограничения на порядок роста функционала, а значит, и градиента, а именно, градиент $\nabla J(c)$ должен расти при росте нормы c не быстрее линейного закона. Требование "б" соответствует тому, что дискретный алгоритм обучения должен обеспечить минимум или нижнюю грань функционала. При этом $\gamma_\nu[n]$($\nu = 1, 2, ..., N$) должны так уменьшаться, чтобы устранять влияние помех, но не настолько быстро, чтобы остановиться в точке, отличной от точек минимума. При отсутствии помех $\alpha = \beta = 0$ можно принять $\gamma_\nu[n]$($\nu = 1, 2, ..., N$) постоянными или стремящимися с ростом n к постоянным величинам [2].

В процессе вычисления в (2) необходимо знать явный вид функции $y(s, S, x)$ для нахождения производных по s и S. Запишем уравнение, моделирующее динамику запасов и использующее для управления (s, S)-стратегию. Известно, что в рамках (s, S)-стратегии при $y \geqslant s$ система не реагирует на спрос, а при $y < s$ посылается заказ на пополнение запаса в размере $(S - y)$, который при нулевой задержке поступает "мгновенно" на склад. Моделью с нулевым интервалом времени задержки можно пользоваться, если время доставки заказа на склад меньше интервала времени между двумя заявками. Неудовлетворенные заявки не покидают систему, а ждут, пока дефицит запаса не будет устранен очередным заказом. Все исследование проводится для дискретного спроса.

Перенумеруем заявки по мере поступления в систему. Можно считать, что их число бесконечно. Выполняется очевидное отношение:

$$\begin{aligned} y_k(x[i]) = y_{k-1}\left(x\left[\eta_{k-1}\right]\right) + \\ -\left(S - y_k(x[i])\operatorname{sgn}\left(s - y_k(x[i-1])\right) - x[i]\right), \end{aligned} \quad (6)$$

где $i = 1, 2, 3, ...$; $y_0(x([\eta_0]))$ — начальный уровень запаса;

$$y_k(x[i]) \equiv y(s, S, x[i]); \ \operatorname{sgn}\beta = \begin{cases} 1 & \beta > 0, \\ 0 & \beta \leqslant 0, \end{cases} \quad (7)$$

где k — номер периода по порядку; η_k — номер последней заявки в k-м периоде, определяющейся из условия

$$\operatorname{sgn}\left(s - y_k(x[i-1]) - x[i]\right) = 1 \to i = \eta_k. \quad (8)$$

Следует отметить, что в (1)—(3) время не встречается в явной форме. Зависимость от времени существенна для объектов, функции затрат которых изменяются за рассматриваемый промежуток времени. Как правило, вид функции затрат для объектов машиностроения не изменяется за время оптимизации. Представляет значительный практический интерес проблема оптимизации запасов ЗИП для спецтехники.

В самом деле, на складе важен уровень запаса в момент поступления очередной заявки, а не момент времени поступления заявок. Дефицит возможен только при $s < 0$. Если в системе существует задержка, то и при $s > 0$ может появиться дефицит. В этом случае при получении исходной информации и уравнения аналогичного (3) можно обойтись в алгоритмах без использования времени в явной

форме. При моделировании динамики уровня запаса учтем случайную задержку через случайное количество заявок, приходящих в течение этого промежутка времени. Как отмечалось выше, принять во внимание задержку можно лишь при поступлении заявок во время задержки, в противном случае пригодна для описания процесса управления запасами более простая математическая модель с "мгновенной" поставкой. При таком подходе удается отказаться от хронометрирования изменения уровня y, что существенно снижает трудоемкость получения исходной информации. Нужны лишь данные о величине и очередности отдельных заявок, а не об их временном распределении. Сведения о величине и очередности заявок в рассматриваемых примерах устанавливались по отчетным документам. Здесь возможен неоднозначный подход в учете потерь за счет того, что в одном случае может поступить n_0 заявок во время задержки, а задержка заказа составит t_0 единиц времени; в другом случае при n_0 заявок времени задержки будет αt_0 единиц времени, $\alpha \geqslant 0$. Указанную неоднозначность можно устранить при получении исходной информации описанным ниже способом. По отчетам устанавливается длительность простоя $t_n > 0$, которая может возникнуть только в течение времени задержки при $s > 0$. Допустим, величина штрафа за простой у потребителя равна $\psi(t_n)$, величина штрафа за дефицит в объеме δ для склада — $d(\delta)$. Тогда, определяя δ_0 из условия $d(\delta_0) = \psi(t_n)$, $\delta_0 = d^{-1}\psi(t_n)$ и рассматривая δ_0 в качестве дополнительной заявки в конце данной задержки, получим соотношения, в которых время не фигурирует в явном виде. Если исследуется только склад и влияние дефицита на потери у потребителя не известно, то δ_0 не возникает. При таком подходе время простоя пересчитывается на величину дополнительной заявки в объеме δ_0 и добавляется к потерям на складе из-за дефицита.

Учитывая изложенное, запишем соотношение, моделирующее динамику уровня запаса при наличии случайной задержки:

$$\begin{gathered} y\left(m_k, x[i]\right) = y\left(m_{k-1}, x[\eta_{k-1}]\right) + \\ + \delta_i^{\eta_k} \sum_{j=\eta_{k-1}+2}^{i-1} \left(S - y\left(m_k, x[j]\right)\right) \times \\ \times \left[\operatorname{sgn}\left(s - y\left(m_k, x[j]\right)\right) - \operatorname{sgn}\left(s - y\left(m_k, x[j-1]\right)\right)\right] + \\ + (S - y(m_k, x[\eta_{k-1}+1]))\operatorname{sgn}\left(s - y\left(m_k, x[\eta_{k-1}+1]\right)\right) \times \\ \times \delta_i^{\eta_k} - x[i], \end{gathered} \tag{9}$$

где $y\left(m_k, x[i]\right) \equiv y\left(s, S, m_k, x[i]\right)$ — уровень запаса в k-м периоде; m_k — задержка в k-м периоде (случайное количество заявок в течение времени задержки).

Таким образом, соотношения (2), (3) дают описания задачи для случайного спроса и нулевой задержки, (2)—(4) — для случайного спроса и ненулевой задержки. Так как методы с использованием первой производной (градиента) являются необходимым условием экстремума, то будем сравнивать значения критерия в процессе вычисления $s[p]$, $S[p]$ для различных p. Для функционала (1) воспользуемся алгоритмом типа (2) [4, 5]:

$$\begin{gathered} J_e[p] = J_{e-1}[p] - \\ - f_e[p]\left\{F\left(Z\left(y\left(s[p], S[p], x[e]\right)\right)\right) - J_{e-1}[p]\right\}, \end{gathered} \tag{10}$$

где $J_e[p] = J_e\left(s([p], S[p])\right)$.

В качестве примера рассматривается задача оптимизации уровня запасов плат, планок, гаек М5 и винтов М8 для спецтехники.

В представляемой постановке удается получить решение задачи управления запасами со случайным временем задержки и случайным спросом, причем:

— нет необходимости в учете распределения заявок по времени, что существенно сокращает трудоемкость сбора информации и дальнейших вычислений; количество стоимостных функций можно увеличить, не меняя схемы решения;

— можно решать задачи и с нелинейными стоимостными функциями;

— можно использовать и другие стратегии управления запасами, для чего нужно соответствующим образом модифицировать (8) или (9);

— использование адаптивного подхода освобождает от необходимости предварительной обработки информации с целью установления типа функции плотности распределения вероятностей и (или) ее параметров, что позволяет получать решения в более широком классе функций по сравнению с аналитическим подходом и приводит к оптимальным решениям и при статистически малом объеме информации. Это важно в промышленности, когда функционирование систем в режиме, далеком от оптимального, обходится не дешево;

— удобно для применения ЭВМ, так как решение получается в виде рекуррентных соотношений.

Таким образом, использование современных методов теории идентификации позволило построить схему снижения уровня материальных средств, выведенных из оборота, и повысить эффективность и конкурентоспособность изделий спецтехники [3].

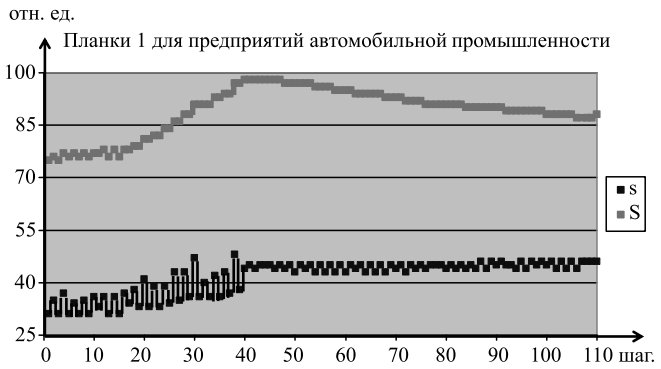


Рис. 1. Графики изменения уровней запасов ЗИП для предприятий автомобильной промышленности

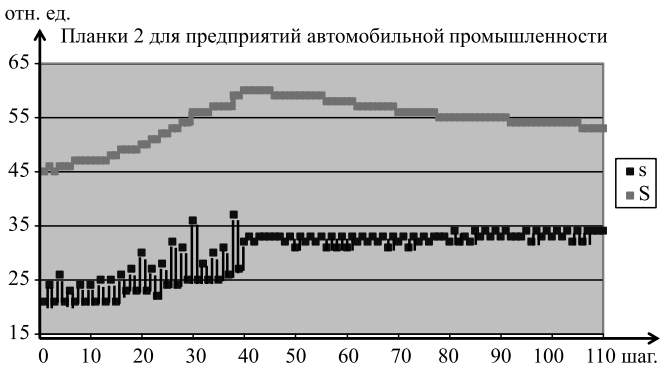


Рис. 2. Графики изменения уровней запасов ЗИП для предприятий автомобильной промышленности

Приведенные в работе экономические функции получены по стандартным методикам на основании отчетных бухгалтерских документов, отображающих учитываемые в данной работе затраты.

В качестве примера привел результаты графиков планок 1 и 2 для спецтехники на рис. 1 и 2.

Таким образом, использование современных методов теории идентификации позволяет существенно снизить уровень материальных средств, выведенных из оборота, и повысить эффективность и конкурентоспособность изделий машиностроения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Бородин Н. Н.** Современные технологии и система управления ресурсами предприятия / Н. Н. Бородин. — Тула: Изд-во Тул. гос. пед. ун-та им. Л. Н. Толстого, 2004. — 113 с.
2. **Цыпкин Я. З.** Основы обучающих систем. — М.: "Наука", 1970. — 252 с.
3. **Радионов А. Р., Радионов Р. А.** Менеджмент: нормирование и управление производственными запасами и оборотными средствами предприятия: учеб. пособие. — М.: Экономика (Казань: ГУП ПИК Идел-Пресс), 2005. — 614 с.
4. **Рыжиков Ю. И.** Теория очередей и управления запасами / Ю. И. Рыжиков. — СПб.: Питер, 2001. — 384 с.
5. **Антипенко В. С.** О методе оптимизации уровня запаса на складах предприятия // Экономика и математические методы. — 1975. — № 2. — С. 389—393.

ЧЕТРА провела масштабную презентацию техники для Спецстроя России

Представители Федерального агентства специального строительства (Спецстрой России) стали гостями масштабной презентации спецтехники ЧЕТРА в г. Чебоксары, Республика Чувашия.

Мероприятие состоялось по инициативе ФГУП "Дмитровский экскаваторный завод при Федеральном агентстве специального строительства" — многопрофильного предприятия, основная сфера деятельности которого, — производство экскаваторов, траншейных машин, фильтров различных типов. Новая управленческая команда завода выступила с предложением для "ЧЕТРА-Промышленные машины" организовать на своей территории крупнрузловую сборку тяжелой дорожно-строительной техники ЧЕТРА и представить специалистам Спецстроя модельный ряд машин торговой марки.

Гости "ЧЕТРА-ПМ" — руководители и технические специалисты предприятий Спецстроя со всей страны, в чьи обязанности входит обновление парка строительной техники, приняли участие в экскурсии по заводу "Промтрактор", где выпускается промышленная техника ЧЕТРА. Они стали зрителями знаменитого трактор-шоу ЧЕТРА и, конечно, смогли опробовать машины в деле. Так, специалисты протестировали экскаватор ЧЕТРА ЭГП230, бульдозеры ЧЕТРА Т6, ЧЕТРА Т11 и ЧЕТРА Т35, а также фронтальный погрузчик ЧЕТРА ПК 120.

Помимо этого, представители ЧЕТРА выступили с электронными презентациями, из которых гости узнали о всем модельном ряде техники ЧЕТРА, гарантийном и постгарантийном обслуживании техники и других предложениях российской компании.

По словам первого заместителя начальника ФГУП "ДЭЗ при Спецстрое России" Сергея Яремченко, встреча оказалась очень полезной обеим сторонам: "В ходе переговоров с руководством компании ЧЕТРА-ПМ" была намечена концепция совместного развития, обсуждены условия и сроки поставки техникиЧЕТРА для структур Спецстроя России".

"Намечается новый виток сотрудничества с нашими партнерами — Спецстроем России, — отмечает Ирина Машенькина, исполнительный директор ОАО "ЧЕТРА-ПМ". — Сегодня федеральное агентство уже эксплуатирует ряд моделей спецтехники ЧЕТРА. В ходе встречи специалисты Спецстроя смогли познакомиться с нашими новыми разработками и вновь убедиться, что техника ЧЕТРА качественна и надежна".

Пресс-служба компании ЧЕТРА

УДК 621.436

В. А. Марков, д-р техн. наук, профессор, МГТУ им. Н. Э. Баумана,
С. Н. Девянин, д-р техн. наук, профессор, **Е. А. Улюкина**, д-р техн. наук, профессор,
Н. Н. Пуляев, канд. техн. наук, доцент, РГАУ — МСХА им. К. А. Тимирязева
E-mail: markov@power.bmstu.ru

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СМЕСЕЙ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И МЕТИЛОВОГО ЭФИРА ПОДСОЛНЕЧНОГО МАСЛА В КАЧЕСТВЕ МОТОРНОГО ТОПЛИВА

В статье проведен анализ физико-химических свойств биодизельных топлив, полученных из различных сырьевых ресурсов. Проведены экспериментальные исследования показателей дизеля Д-245.12С, работающего на смесях дизельного топлива и метилового эфира подсолнечного масла различного состава. Определен оптимальный состав смесевого биотоплива. Проведен анализ химической агрессивности метилового эфира подсолнечного масла к ряду конструкционных материалов.

Ключевые слова: *дизельный двигатель, дизельное топливо, биодизельное топливо, метиловый эфир подсолнечного масла, смесевое биотопливо, химическая агрессивность.*

V. A. Markov, S. N. Devyanin, E. A. Ul'ukina, N. N. Pulyaev

USING DIESEL FUEL AND SUNFLOWER OIL METHYL ESTER MIXTURES AS A MOTOR FUEL

An analysis for physical and chemical properties of fuels produced from various raw material sources is conducted in this article. An experimental study of diesel engine Д-245.12С running on mixtures of diesel fuel and sunflower oil methyl ester with various percentages of the components is carried out. Optimal composition of mixture biofuel has been calculated. The analysis of chemical activity of sunflower oil methyl ester to some constructive materials is carried out.

Keywords: *diesel engine, diesel fuel, biodiesel fuel, sunflower oil methyl ester, mixture biofuel, chemical activity.*

Моторные топлива, производимые из различных растительных сырьевых ресурсов, находят все большее применение и в настоящее время рассматриваются как реальная альтернатива нефтяным топливам [1—3]. Для получения биотоплив могут быть использованы различные сырьевые ресурсы. Одним из таких ресурсов являются растительные масла — соевое, рапсовое, пальмовое и др. [4—6]. В России традиционным растительным маслом является подсолнечное масло (ПМ). В 2012 г. в нашей стране производство растительных масел составило приблизительно 4,2 млн т, а ПМ — около 3,6 млн т (рис. 1). При этом посевные площади, занимаемые под эту культуру в России, составляют около 7 млн га, а общемировая посевная площадь подсолнечника равна около 14 млн га. С одного гектара посевов подсолнечника получают около 1000 л ПМ. Причем производство биодизельного топлива может быть организовано из отработанного фритюрного ПМ, используемого в пищевой промышленности и системе общественного питания [7—9].

Поскольку структурные формулы жирных кислот растительных масел и углеводородов ДТ подобны, все растительные масла являются горючими. Низкая испаряемость и высокая вязкость растительных масел исключают их использование в бензиновых

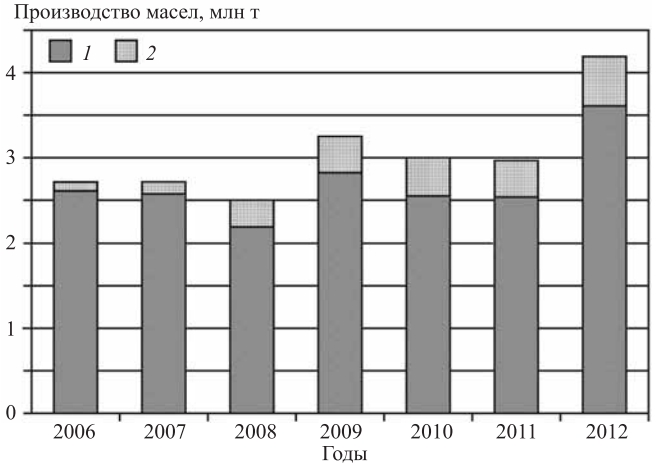


Рис. 1. Динамика изменения объемов производства растительных масел в России:

1 — подсолнечное масло; *2* — прочие растительные масла

двигателях, но они могут успешно применяться в качестве топлива для дизелей. Этому способствуют сравнительно невысокая термическая стабильность растительных масел и приемлемая температура их самовоспламенения, равная $t_{св}$ = 280—320 °С и лишь немного превышающая температуру самовоспламенения нефтяных ДТ ($t_{св}$ = 230—300 °С). При этом цетановое число (ЦЧ) различных растительных масел изменяется в пределах от 33 до 50 единиц (табл. 1), что сопоставимо с цетановым числом нефтяных ДТ (ЦЧ = 40—55) [4].

Для централизованного снабжения мегаполисов моторными топливами в наибольшей степени подходят сложные эфиры растительных масел (их называют также биодизельным топливом) — они имеют физико-химические свойства, достаточно близкие к свойствам нефтяных дизельных топлив (ДТ). Кроме того, эти эфиры хорошо смешиваются с нефтепродуктами, что позволяет получать стойкие смеси, отличающиеся к тому же хорошими экологическими характеристиками. Таким эфиром является метиловый эфир подсолнечного масла (МЭПМ), получаемый с использованием реакции этерификации

Таблица 1

Физико-химические свойства растительных масел

Физико-химические свойства	Масла					
	рапсовое	подсолнечное	соевое	пальмовое	хлопковое	арахисовое
Плотность при 20 °С, кг/м^3	916	923	924	918	919	917
Вязкость кинематическая, мм^2/с, при:						
20 °С	75,0	65,2	—	—	—	81,5
40 °С	36,0	30,7	32,0	—	—	36,5
100 °С	8,1	7,4	7,7	8,6	7,7	8,3
Цетановое число	36	33	50	49	—	37
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	12,6	12,4	12,4	12,6	12,4	12,8
Теплота сгорания низшая, H_u, МДж/кг	37,3	37,0	36-39	37,1	—	37,0
Температура самовоспламенения, °С	318	320	318	315	316	—
Температура застывания, °С	–20	–16	–12	+30	–18	—
Содержание серы, % (масс.)	0,002	—	—	—	—	—
Содержание, % по массе						
С	78,0	77,6	77,5	77,6	77,1	78,0
Н	10,0	11,5	11,5	12,0	11,7	12,3
О	12,0	10,9	11,0	11,4	11,2	9,7
Кислотность, мг КОН / 100 мл топлива	4,66	2,14	0,03	0,17	0,23	—
Коксуемость 10-процентного остатка, %, не более	0,40	0,51	0,44	—	0,23	—
Примечание: "—" — свойства не определялись.						

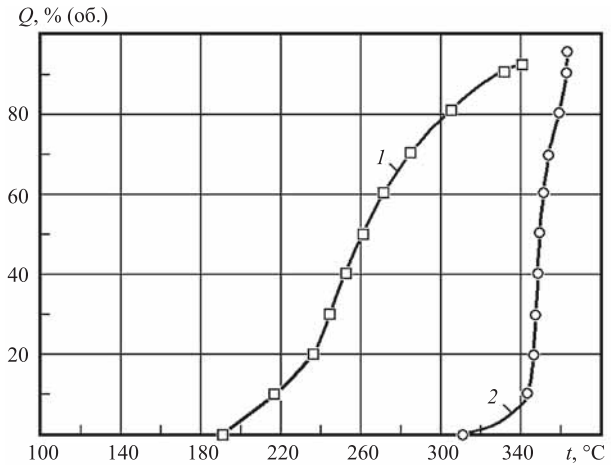


Рис. 2. Зависимость количества испарившегося топлива от температуры разгонки:
1 — базовое ДТ; *2* — МЭПМ

подсолнечного масла метиловым спиртом (метанолом) C_2H_5OH в присутствии катализатора — едкого калия KOH [4].

Отличительной особенностью МЭПМ является его более тяжелый фракционный состав по сравнению с базовым ДТ (рис. 2) [10]. Если исследуемое в работе [10] базовое ДТ выкипает в пределах от 190 до 340 °С, то МЭПМ имеет диапазон температур перегонки от 310 до 360 °С. Поэтому МЭПМ отличается от ДТ заметно большими плотностью и вязкостью. Указанные отличия физических свойств МЭПМ, а также его смесей с ДТ, от свойств нефтяного ДТ оказывают заметное влияние на параметры топливоподачи, и, следовательно, на показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизеля, работающего на этих топливах.

Известен ряд работ, посвященных исследованию дизелей, работающих на метиловом эфире подсолнечного масла и его смесях с дизельным топливом (ДТ) [11—14]. Вместе с тем вопрос о применении смесей МЭПМ и ДТ в качестве топлива для отечественных транспортных дизелей является недостаточно изученным. Для подтверждения возможности использования этих смесей в качестве моторного

Таблица 2

Физико-химические свойства исследуемых топлив

Физико-химические свойства	Топлива						
	ДТ	МЭПМ	95% ДТ + 5 % МЭПМ	90% ДТ + 10 % МЭПМ	85% ДТ + 15 % МЭПМ	80% ДТ + 20 % МЭПМ	60% ДТ + 40% МЭПМ
Плотность при 20 °С, кг/м^3	830	886	832,8	835,6	838,4	841,2	852,4
Вязкость кинематическая при 20 °С, мм^2/с	3,8	7,0	4,0	4,2	4,3	4,4	5,0
Теплота сгорания низшая, кДж/кг	42 500	37 200	42 200	41 900	41 700	41 400	40 400
Цетановое число	45	47	—	—	—	—	—
Температура помутнения, °С	–25	–13	—	—	—	—	—
Температура застывания, °С	–35	–17	—	—	—	—	—
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,30	12,53	14,23	14,11	14,03	13,96	13,59
Содержание, % по массе							
C	87,0	76,7	86,5	86,0	85,5	85,0	82,9
H	12,6	12,2	12,6	12,5	12,5	12,5	12,4
O	0,4	11,1	0,9	1,5	2,0	2,5	4,7
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	0,19	0,18	0,17	0,16	0,12
Коксуемость 10-процентного остатка, % по массе	0,20	0,30	0,21	0,21	0,22	0,22	0,24

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

топлива проведены экспериментальные исследования дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) производства Минского моторного завода. Описание исследуемого дизеля и моторного стенда приведено в работе [15].

Дизель исследован на моторном стенде на режимах внешней скоростной характеристики (ВСХ) и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН с установочным УОВТ θ = 13° поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки топливного насоса высокого давления (ТНВД). При экспериментах дымность ОГ измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения ±1 %. Концентрации оксидов азота NO_x, монооксида углерода СО и легких несгоревших углеводородов CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы Yanaco с погрешностями измерения указанных компонентов ±1 %. Исследовались нефтяное ДТ и его смеси с МЭПМ, содержащие от 5 до 40 % (по объему) последнего. МЭПМ был произведен во Всероссийском научно-исследовательском институте использования техники и нефтепродуктов Россельхозакадемии (ГНУ "ВНИИТиН", г. Тамбов). Физико-химические свойства ДТ, МЭПМ и указанных смесей представлены в табл. 2.

Сначала были проведены испытания дизеля Д-245.12С на чистом ДТ и на смеси 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режимах ВСХ. Исследуемая смесь ДТ и МЭПМ имела физические свойства, приближающиеся к свойствам ДТ, но ее плотность и вязкость были все-таки несколько выше аналогичных свойств ДТ (табл. 3). Поэтому при переходе от ДТ к этому смесевому биотопливу отмечено увеличение часового расхода топлива $G_т$ (рис. 3 и табл. 3). Однако крутящий момент двигателя и его эффективная мощность изменились незначительно. В то же время вследствие наличия в молекулах МЭПМ атомов кислорода теплотворная способность смесевого биотоплива несколько ниже теплотворной способности ДТ. Это привело к тому, что при переходе от ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режиме максимальной мощности с частотой вращения коленчатого вала n = 2400 мин$^{-1}$ удельный эффективный расход топлива g_e увеличился от 246,6 до 254,0 г/(кВт · ч), а на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ — от 221,1 до 231,8 г/(кВт · ч). Но при этом изменения эффективного КПД дизеля η_e на этих режимах не превышали 1,6 % (см. табл. 3).

Наличие в молекулах МЭПМ атомов кислорода привело к заметному уменьшению дымности ОГ при

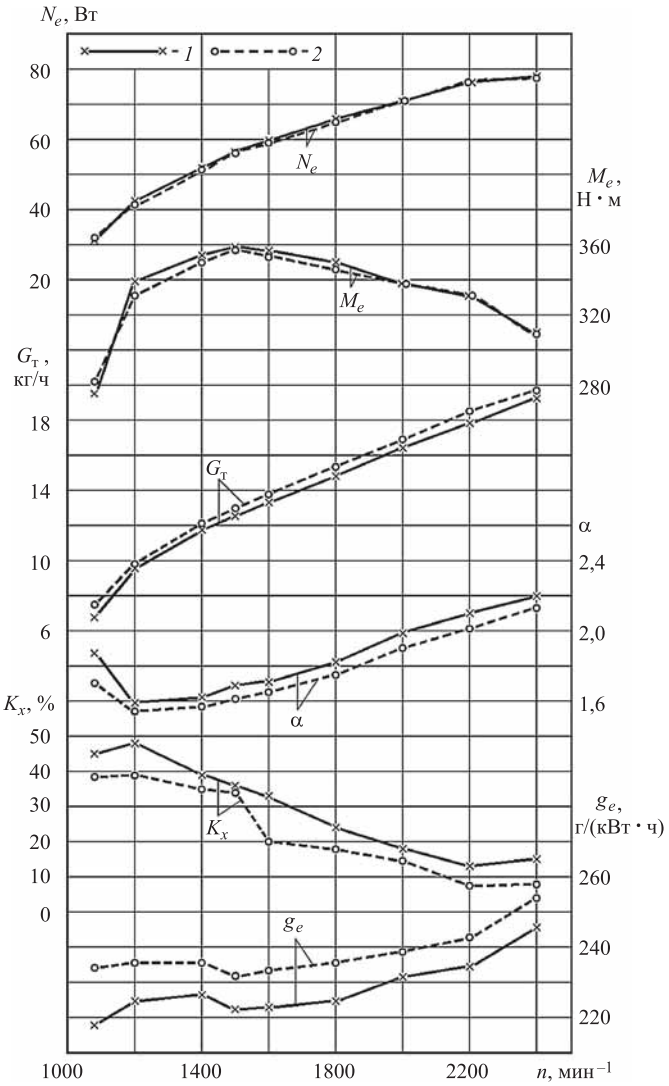


Рис. 3. Зависимость эффективной мощности N_e, крутящего момента M_e, часового расхода топлива $G_т$, коэффициента избытка воздуха α, дымности ОГ K_x и удельного эффективного расхода топлива g_e от частоты вращения n коленчатого вала дизеля Д-245.12С на режимах ВСХ:
1 — ДТ; *2* — смесь 80 % ДТ + 20 % МЭПМ

работе дизеля Д-245.12С на указанной смеси. Так, на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ переход с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ сопровождался снижением дымности ОГ K_x от 15,0 до 8,0 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ — от 36,0 до 34,0 % по шкале Хартриджа.

Результаты испытаний дизеля Д-245.12С на чистом ДТ и на смеси 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режимах 13-ступенчатого цикла представлены на рис. 4. Как отмечено выше, использование рассматриваемого смесевого биотоплива привело к некоторому увели-

Таблица 3

Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на исследуемых топливах

Показатели дизеля	Вид топлива					
	ДТ	95% ДТ + 5 % МЭПМ	90% ДТ + 10 % МЭПМ	85% ДТ + 15 % МЭПМ	80% ДТ + 20 % МЭПМ	60% ДТ + 40 % МЭПМ
Часовой расход топлива $G_т$, кг/ч:						
на режиме максимальной мощности	19,23	19,20	19,49	19,47	19,71	20,07
на режиме максимального крутящего момента	12,51	12,54	12,81	12,85	12,98	13,14
Крутящий момент дизеля M_e, Н·м:						
на режиме максимальной мощности	310	306	313	307	309	311
на режиме максимального крутящего момента	359	356	355	353	357	357
Удельный эффективный расход топлива g_e, г/(кВт · ч):						
на режиме максимальной мощности	246,6	249,8	247,8	252,6	254,0	257,0
на режиме максимального крутящего момента	222,1	224,4	229,7	231,8	231,8	234,5
Эффективный КПД дизеля η_e:						
на режиме максимальной мощности	0,343	0,342	0,347	0,342	0,342	0,347
на режиме максимального крутящего момента	0,381	0,380	0,374	0,372	0,375	0,380
Дымность ОГ K_x, % по шкале Хартриджа:						
на режиме максимальной мощности	15,0	13,0	10,0	10,0	8,0	6,0
на режиме максимального крутящего момента	36,0	37,0	36,0	35,0	34,0	25,0
Интегральные на режимах 13-ступенчатого цикла:						
эффективный расход топлива, $g_{e\,усл}$, г/(кВт · ч)	241,32	250,40	251,31	252,75	255,07	258,49
эффективный КПД, $\eta_{e\,усл}$	0,351	0,341	0,342	0,342	0,341	0,345
Интегральные на режимах 13-ступенчатого цикла удельные массовые выбросы, г/(кВт · ч):						
оксидов азота, e_{NOx}	5,948	5,905	5,894	5,724	5,718	5,742
монооксида углерода, e_{CO}	2,782	2,767	2,428	2,288	2,171	1,949
легких углеводородов, e_{CHx}	1,006	0,924	0,829	0,821	0,813	0,784

чению часового расхода топлива $G_т$ (см. рис. 3, 4, *а* и табл. 3). Так, при переводе дизеля с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ расход топлива $G_т$ возрос от 19,23 до 19,71 кг/ч, а на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ — от 12,51 до 12,98 кг/ч (см. рис. 4, *а* и табл. 3).

Переход от нефтяного ДТ к исследуемой смеси сопровождался изменением концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} (см. рис. 4, *б*). Причем на большинстве исследованных режимов отмечено снижение содержания оксидов азота в ОГ. Так, перевод дизеля с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режиме холостого хода при n = 900 мин$^{-1}$ сопровождался уменьшением концентрации C_{NOx} от 0,0120 до 0,0100 %, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ — от 0,0625 до 0,0580 %, на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — от 0,0575 до 0,0500 %.

При использовании смеси 80 % ДТ и 20 % МЭПМ отмечено значительное снижение концентрации в ОГ монооксида углерода C_{CO} (см. рис. 4, *в*). Перевод дизеля с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режиме холостого хода при n = 900 мин$^{-1}$ сопровождался снижением значения C_{CO} от 0,0310 до 0,0240 %, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ — от 0,0480 до 0,0380 %, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — от 0,0180 до 0,0130 %.

Применение исследуемой смеси позволило заметно снизить и концентрацию в ОГ несгоревших

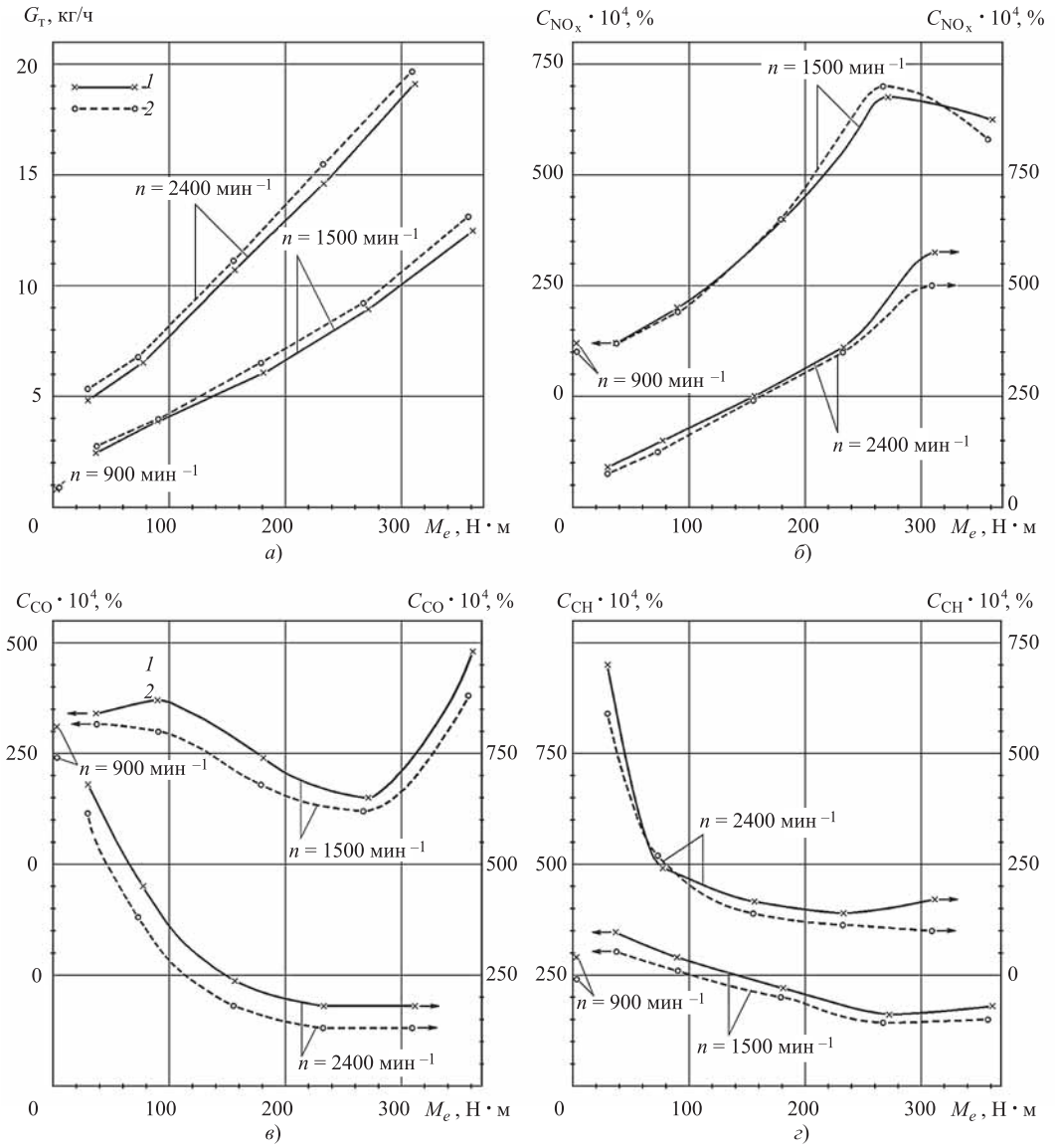


Рис. 4. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ (*а*), объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} (*б*), монооксида углерода C_{CO} (*в*) и несгоревших углеводородов C_{CH} (*г*) от частоты вращения *n* и крутящего момента M_e дизеля Д-245.12С:

1 — ДТ; *2* — смесь 80 % ДТ + 20 % МЭПМ

углеводородов C_{CHx} (см. рис. 4, *г*). При переводе дизеля с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ на режиме холостого хода при $n = 900$ мин$^{-1}$ отмечено снижение C_{CHx} от 0,0290 до 0,0240 %, на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ — от 0,0180 до 0,0150 %, на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — от 0,0170 до 0,0100 %.

По приведенным на рис. 4, *б*, *в*, *г* характеристикам содержания в ОГ нормируемых токсичных компонентов (NO_x, CO, CH_x) с использованием общепринятых методик, рассчитаны их интегральные удельные массовые выбросы на режимах 13-ступенчатого цикла (соответственно e_{NOx}, e_{CO}, e_{CHx}). Оценка эксплуатационного расхода топлива на режимах 13-ступенчатого цикла проведена по среднему (условному) удельному эффективному расходу топлива, который определялся с использованием зависимости [4]:

$$g_{e\,усл} = \frac{\sum_{i=1}^{13} G_{т\,i} K_i}{\sum_{i=1}^{13} N_{e\,i} K_i},$$

где G_{Ti} и N_{ei} — часовой расход топлива и эффективная мощность двигателя на i-м режиме. Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплотворную способность, топливную экономичность дизеля при его работе на этих топливах целесообразно оценивать не только удельным эффективным расходом топлива g_e, но и эффективным КПД дизеля η_e. Причем для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла использован условный эффективный КПД, определяемый из соотношения:

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

где H_U — низшая теплота сгорания топлива, МДж/кг. Условный эффективный КПД рассчитан с использованием указанной методики, а также данных табл. 2 и рис. 4, *а*. Результаты расчетов указанных параметров представлены в табл. 3.

Приведенные в табл. 3 данные подтверждают возможность улучшения экологических показателей дизеля Д-245.12С при его переводе с ДТ на смесь 80 % ДТ и 20 % МЭПМ. При такой смене вида топлива отмечено заметное снижение дымности ОГ — на режиме максимальной мощности при n = = 2400 мин$^{-1}$ — на 46,7 %, а на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ — на 5,6 %. При этом интегральный на режимах 13-ступенчатого цикла эффективный КПД $\eta_{e\,усл}$ снизился с 0,351 до 0,341, т.е. на 2,8 %, удельный массовый выброс оксидов азота e_{NOx} уменьшился с 5,948 до 5,718 г/(кВт · ч), т.е. на 3,9 %, удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} снизился с 2,782 до 2,171 г/(кВт · ч), т.е. на 22,0 %, а удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH} сократился с 1,006 до 0,813 г/(кВт · ч), т. е. на 19,2 % (см. табл. 3).

Представленные выше результаты испытаний дизеля Д-245.12С получены при его работе на смесевом биотопливе, содержащем 80 % ДТ и 20 % МЭПМ. Но определенный интерес представляет вопрос о влиянии состава смесевого биотоплива на характеристики дизеля. Оценка этого влияния позволяет провести оптимизацию состава смесевого биотоплива. С этой целью проведены исследования дизеля Д-245.12С на чистом ДТ и смесевых биотопливах, содержащих до 40 % (по объему) МЭПМ. Результаты этих исследований представлены на рис. 5, 6 и сведены в табл. 3.

Приведенные на рис. 5, *а* характеристики дизеля Д-245.12С свидетельствуют о том, что увеличение содержания МЭПМ в смесевом биотопливе $C_{МЭПМ}$ от 0 до 40 % приводит к некоторому росту часового расхода топлива $G_т$. Так, на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$ часовой расход топлива увеличился от 12,51 до 13,14 кг/ч, а на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$ — от 19,23 до 20,07 кг/ч. Однако крутящий момент двигателя M_e и коэффициент избытка воздуха α сравнительно слабо зависят от концентрации $C_{МЭПМ}$ во всем исследованном диапазоне ее изменения.

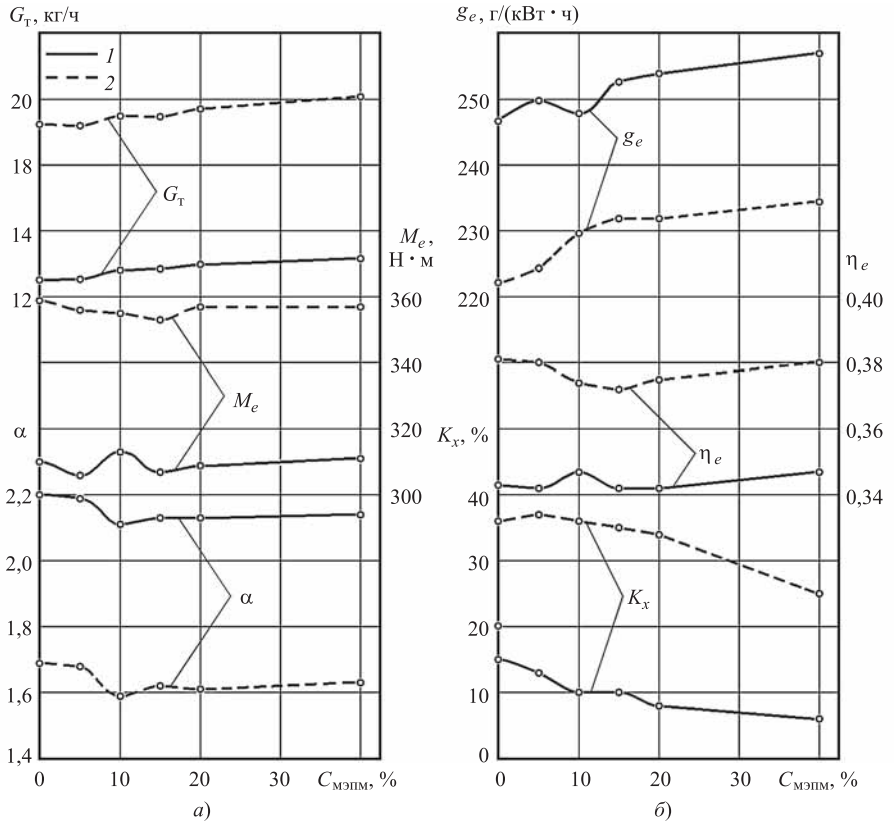


Рис. 5. Зависимость часового расхода топлива $G_т$ дизеля типа Д-245.12С, крутящего момента M_e и коэффициента избытка воздуха α (*а*), удельного эффективного расхода топлива g_e, эффективного КПД дизеля η_e и дымности ОГ K_x (*б*) от содержания метилового эфира подсолнечного масла $C_{МЭПМ}$ в смесевом биотопливе:

1 — на режиме максимальной мощности при n = 2400 мин$^{-1}$; *2* — на режиме максимального крутящего момента при n = 1500 мин$^{-1}$

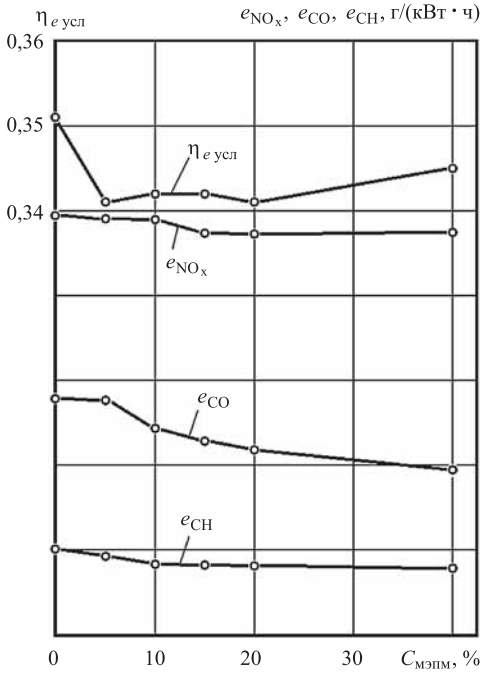


Рис. 6. Зависимость условного эффективного КПД $\eta_{e\ усл}$ дизеля типа Д-245.12С и удельных массовых выбросов с ОГ оксидов азота e_{NO_x}, монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CH_x} от содержания метилового эфира подсолнечного масла $C_{МЭПМ}$ в смесевом биотопливе на режимах 13-ступенчатого цикла

Характеристики дизеля Д-245.12С, приведенные на рис. 5, *б* и в табл. 3, показывают, что увеличение концентрации МЭПМ в смесевом биотопливе $C_{МЭПМ}$ от 0 до 40 % сопровождалось ростом удельного эффективного расхода топлива g_e. На режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ эффективный расход топлива увеличился от 222,1 до 234,5 г/(кВт · ч), а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — от 246,6 до 257,0 г/(кВт · ч). Но при этом эффективный КПД дизеля η_e изменялся сравнительно слабо. Отмечена сильная зависимость дымности ОГ от состава смесевого биотоплива. При росте $C_{МЭПМ}$ от 0 до 40 % на режиме максимального крутящего момента при $n = 1500$ мин$^{-1}$ дымность ОГ K_x снизилась от 36 до 25 % по шкале Хартриджа, а на режиме максимальной мощности при $n = 2400$ мин$^{-1}$ — от 15 до 6 % по шкале Хартриджа (в 2,5 раза).

Характеристики и значения удельных массовых выбросов токсичных компонентов e_{NOx}, e_{CO}, e_{CH}, представленные на рис. 6 и в табл. 3, подтвердили возможность заметного улучшения показателей токсичности ОГ исследуемого дизеля при использовании смесей ДТ и МЭПМ. При росте содержания МЭПМ в ДТ $C_{МЭПМ}$ от 0 до 40 % удельные массовые на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла выбросы оксидов азота NO_x снизились с 5,948 до 5,742 г/(кВт · ч), т.е. на 3,5 %, монооксида углерода CO — с 2,782 до 1,949 г/(кВт · ч), т.е. на 29,9 %, несгоревших углеводородов CH_x — от 1,006 до 0,784 г/(кВт · ч), т.е. на 22,1 %. Одновременно отмечено незначительное снижение условного эффективного КПД двигателя $\eta_{e\ усл}$ на 1,7 % — от 0,351 при $C_{МЭПМ} = 0$ до 0,345 при $C_{МЭПМ} = 40$ %.

В целом проведенные исследования подтвердили возможность эффективного использования смесей ДТ с МЭПМ в качестве топлива для отечественных дизелей. В исследуемом диапазоне изменения содержания МЭПМ в нефтяном ДТ наилучшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля Д-245.12С достигнуто при его работе на смеси 60 % ДТ и 40 % МЭПМ (при $C_{МЭПМ} = 40$ %). Вместе с тем полученные данные не позволяют дать однозначные рекомендации по составу исследуемого смесевого биотоплива (по объемному содержанию МЭПМ в смеси с нефтяным ДТ — $C_{МЭПМ}$), поскольку рассматриваемые показатели топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля находятся в сложной противоречивой зависимости от содержания МЭПМ в смесевом биотопливе. Поэтому для определения целесообразного состава смесевого биотоплива необходимо использование методов оптимизации.

Для решения задачи оптимизации состава смесевого биотоплива для дизеля типа Д-245.12С использован метод свертки, при котором частные критерии оптимальности сводятся к обобщенному мультипликативному критерию [16]. В качестве частных критериев оптимальности выбраны условный эффективный КПД дизеля $\eta_{e\ усл}$ и показатели токсичности ОГ. Основными токсичными компонентами ОГ дизелей являются оксиды азота NO_x [16, 17]. Их доля в суммарных токсичных выбросах дизелей составляет более 30—80 % по массе и более 60—95 % по эквивалентной токсичности. В предлагаемой методике оптимизации удельные массовые выбросы NO_x приняты в качестве частного критерия оптимальности, характеризующего токсичность ОГ. Поскольку условный эффективный КПД дизеля $\eta_{e\ усл}$ и удельные массовые выбросы оксидов азота e_{NOx} имеют различную размерность, то при оптимизации состава смесевого биотоплива использованы приведенные (относительные безразмерные) значения этих параметров, определяемые в виде:

$$\eta_{e\ пр} = \eta_{e\ усл i} / \eta_{e\ усл\ 0}; \qquad (1)$$

$$e_{NO_x пр} = e_{NO_x i} / e_{NO_x 0}, \quad (2)$$

где $\eta_{e\ усл\ i}$, $e_{NOx\ i}$ — условный эффективный КПД дизеля и удельные массовые выбросы оксидов азота при рассматриваемом составе смесевого биотоплива (при i-ом содержании МЭПМ в смеси с нефтяным ДТ); $\eta_{e\ усл\ 0}$, $e_{NOx\ 0}$ — соответствующие параметры дизеля при его работе на чистом ДТ (при нулевом содержании МЭМП в смеси). В предлагаемой методике оптимизации значимость частных критериев оптимальности принята одинаковой. Эта методика базируется на составлении мультипликативного обобщенного критерия оптимальности в виде произведения двух частных критериев, один из которых характеризует условный эффективный КПД дизеля, а второй — удельные массовые выбросы оксидов азота. Таким образом, задача оптимизации состава смесевого биотоплива сводится к нахождению обобщенного мультипликативного критерия оптимальности (обобщенной целевой функции) в виде:

$$\Phi_0 = (1/\eta_{e\ пр}) e_{NO_x пр}. \quad (3)$$

Оптимизация состава смесевого биотоплива для дизеля типа Д-245.12С с использованием выражений (1)—(3) проведена путем изменения величины $C_{МЭПМ}$ от 0 до 40 % и вычисления в каждой узловой точке (при $C_{МЭПМ}$ = 0; 5; 10; 15; 20; 40 %) значений обобщенной целевой функции Φ_0. Ее минимальное значение соответствует оптимальному составу смесевого биотоплива. С использованием описанной методики и расчетных данных по дизелю типа Д-245.12С, представленных на рис. 3, 4 и в табл. 3, проведена оптимизация параметра $C_{МЭПМ}$, результаты которой приведены в табл. 4.

Таблица 4

Оптимизация параметра $C_{МЭПМ}$ дизеля Д-245.12

Содержание МЭПМ в смеси с ДТ, %	Показатели дизеля				
	$\eta_{e\ усл\ i}$	$\eta_{e\ пр}$	e_{NO_x}, г/(кВт·ч)	$e_{NO_x\ пр}$	Φ_0
0	0,351	1,0000	5,948	1,0000	1,0000
5	0,341	0,9715	5,905	0,9928	1,0219
10	0,342	0,9744	5,894	0,9909	1,0200
15	0,342	0,9744	5,724	0,9623	0,9876
20	0,341	0,9715	5,718	0,9613	0,9895
40	0,345	0,9829	5,742	0,9654	0,9822

Полученные результаты свидетельствуют о том, что для дизеля типа Д-245.12С оптимальным в соответствии с выражением (3) является состав смесевого биотоплива 60 % ДТ и 40 % МЭПМ. При таком составе топлива достигается минимум обобщенной целевой функции Φ_0 = 0,9822 (см. табл. 4). Но и при составе топлива 80 % ДТ + 20 % МЭПМ и 85 % ДТ + + 15 % МЭПМ значение обобщенной целевой функции Φ_0 оказалось ниже единицы (при работе исследуемого дизеля на чистом ДТ Φ_0 = 1,000). Это свидетельствует о том, что использование МЭПМ масла как экологической добавки к нефтяному ДТ является эффективным средством улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ. Содержащийся в молекулах МЭПМ кислород благоприятно сказывается на выбросах с ОГ дизеля нормируемых токсичных компонентов — оксидов азота NO_x, монооксида углерода CO, несгоревших углеводородов CH_x, а также на дымности ОГ K_x. Полученные данные подтвердили возможность оптимизации состава рассматриваемого смесевого биотоплива по показателям топливной экономичности и токсичности ОГ.

Отмеченная выше трансформация параметров и характеристик исследуемого дизеля при его переводе с нефтяного ДТ на МЭПМ обусловлена изменением эксплуатационных свойств исследуемых биотоплив (см. табл. 2). К тому же в ряде работ [2, 4, 18] отмечена повышенная агрессивность (коррозионная активность) метиловых эфиров растительных масел (в частности, МЭРМ и МЭПМ) к ряду конструкционных материалов. В связи с этим значительный интерес представляют исследования эксплуатационных свойств рассматриваемых биотоплив.

В работе [19] проведено исследование эксплуатационных свойств биотоплив на основе растительного масла и были получены данные по фракционному составу метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) и метилового эфира подсолнечного масел (МЭПМ). Рассмотрены различные смеси этих эфиров с нефтяным ДТ — смеси ДТ и МЭПМ с различным содержанием эфира (5 %, 10 %, 25 % и 50 % по объему), Пробирки со смесевым топливом и с МЭПМ выдерживали при температуре 20—22 °С в темном помещении и на свету, закрытые пробками и открытые. Образцы регулярно осматривали, фотографировали и фиксировали изменения, происходящие в них. Через 30 суток в образцах, которые хранились открытыми на свету, началось расслоение топлива, в нижней части пробирки образовался слой светло-желтой жидкости (МЭПМ). Необходимо отметить, что эти изменения произошли только в образцах с содержанием МЭПМ

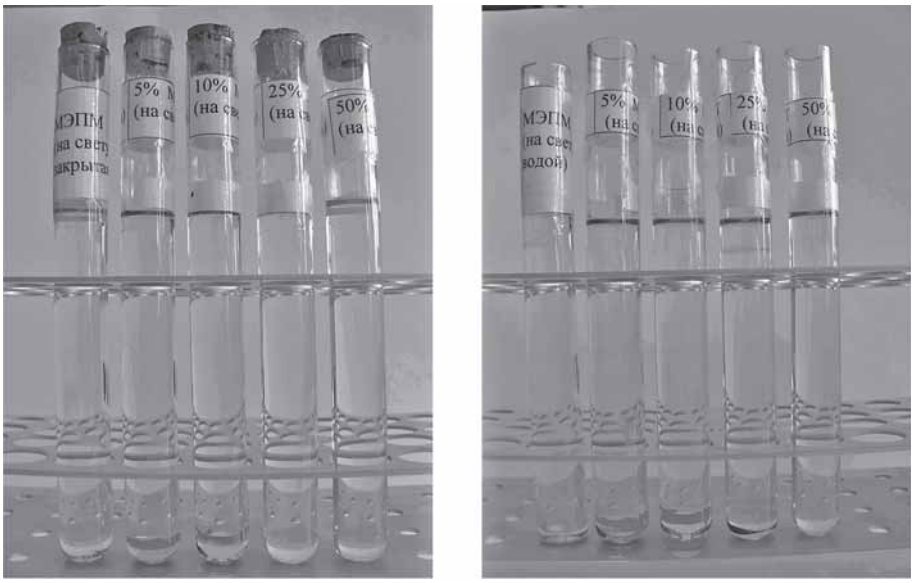
а) *б*)

Рис. 7. Образцы с биотопливом — МЭПМ, 5 %, 10 %, 25 %, 50 % смеси МЭПМ с ДТ после хранения открытыми на свету в течение 30 суток (*а*) и образцы с биотопливом — МЭПМ, 50 %, 25 %, 10 %, 5 % смеси МЭПМ с ДТ после хранения закрытыми в темноте в течение 30 суток (*б*)

5 % и 10 %. Другие смеси — с содержанием МЭПМ 25 % и 50 % остались гомогенными (рис. 7, *а*). Аналогичные результаты были получены для образцов в закрытых пробирках. Образцы, которые хранились в темноте, не претерпели никаких видимых изменений (рис. 7, *б*).

При более длительном хранении образцов (в течение 6 мес.) на свету происходит дальнейшее расслоение смесевого топлива с содержанием МЭПМ 5 % и 10 %, при этом цвет нижнего слоя становится более насыщенным, а его высота увеличивается от 3 до 12 мм (рис. 8, *а*). Смеси с содержанием МЭПМ 50 % остались однородными, но наблюдалось расслоение смеси с содержанием 25 % МЭПМ в открытых пробирках (рис. 8, *б*). Лучшие результаты были получены при хранении образцов смесевого топлива в темноте. После столь длительного хранения эти образцы сохранили свою прозрачность и гомогенность (рис. 9).

Проведено также исследование взаимодействия различных конструкционных материалов и различных биотоплив — МЭРМ, МЭПМ и смесевого топлива на основе МЭПМ (содержание МЭПМ в нефтяном ДТ составляло 5 %, 10 %, 25 % и 50 %). Методика исследования коррозионного воздействия топлива на конструкционные материалы описана в работе [20]. Пластинки из стали марки Ст.3 (ГОСТ 19903—90) с полированной поверхностью помещались в сосуды с испытуемым топливом и выдерживались в течение 288 ч (12 суток) при температуре 50 °С. Каждые 72 ч проводился осмотр пластинок. Следов коррозии на поверхности пластинок не обнаружено. Это свидетельствует о стойкости конструкционной стали к воздействию этих биотоплив при повышенной температуре. Аналогичные результаты получены при длительных испытаниях в течение 6 мес. при температуре 25 °С. При проведении испытаний резины образцы резины марки НО68-2 помещались в сосуды с топливом при температуре 50 °С,



а) *б*)

Рис. 8. Образцы с биотопливом — МЭПМ и смеси с ДТ после хранения в течение 6 мес. закрытыми на свету (*а*) и открытыми на свету (*б*)

Рис. 9. Образцы с биотопливом — МЭПМ и смеси с ДТ после хранения закрытыми в темноте в течение 6 мес.

каждые 72 ч образцы промывали этиловым спиртом, измеряли их линейные размеры и взвешивали. Данные, полученные в результате проведения испытаний, приведены в табл. 5 и 6. Как следует из этих данных, масса и линейные размеры образцов, контактировавших с МЭРМ и МЭПМ, значительно изменяются в результате набухания резины, поскольку они относятся к классу сложных эфиров и обладают высокой химической активностью.

Таблица 5

Изменение массы резины образцов НО68-2 при взаимодействии с различными видами топлива

Топливо	Продолжительность контакта, ч				
	0	72	144	216	288
	Масса образцов после контакта, г				
ДТ	2,9455	2,9596	2,9734	2,9725	2,9674
МЭРМ	2,8680	3,0134	3,2483	3,3394	3,3964
МЭПМ	2,8386	3,1690	3,2947	3,4320	3,5520
5 % МЭПМ + ДТ	3,0116	3,0626	3,0760	3,0858	3,0979

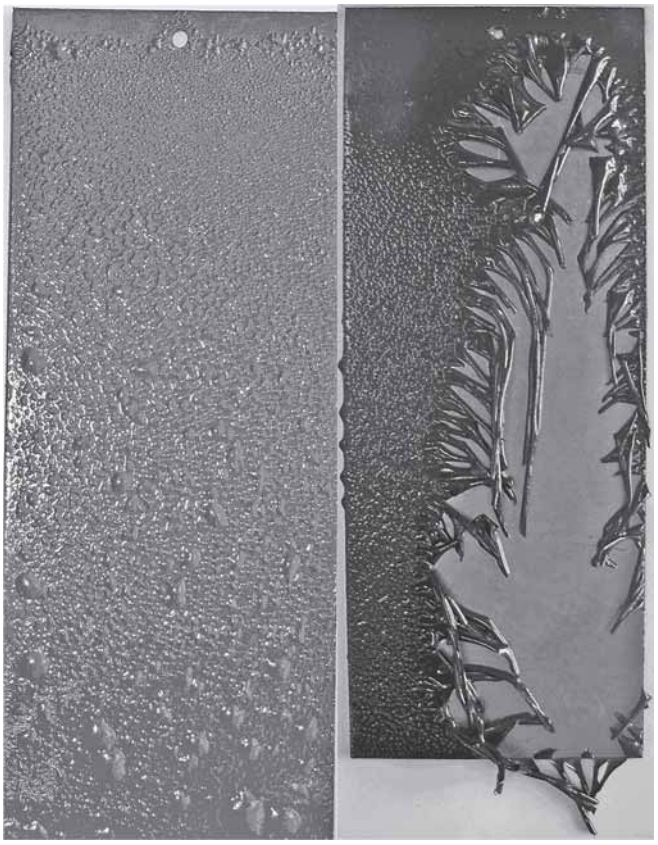
Таблица 6

Изменение линейных размеров образцов резины НО68-2 при взаимодействии с различными видами топлива

Топливо	Продолжительность контакта, ч	
	0	288
	Размеры образца (длина × ширина), мм	
ДТ	49,6 × 24,7	50,0 × 24,8
МЭРМ	49,9 × 24,7	53,9 × 25,8
МЭПМ	49,6 × 24,3	54,3 × 26,0
5 % МЭПМ + ДТ	50,0 × 25,2	50,6 × 26,6

Оценка защитных свойств антикоррозионных покрытий технологического оборудования проводилась путем испытаний металлических пластинок из стали марки Ст. 10 по ГОСТ 1050—88 с нанесенным на них покрытием из топливостойкой фенолалкидной эмали ФА-5278. Испытания проводились в соответствии с методикой работы [20]. Каждый цикл испытаний имел продолжительность 2 сут. и включал 2 этапа: выдерживание образца при температуре 60 ± 2 °С в течение 8 ч и постепенное охлаждение до комнатной температуры в течение 16 ч. Затем образцы выдерживались при температуре 20 ± 2 °С в течение 8 ч, после чего нагревались до комнатной температуры в течение 16 ч. Периодически производился осмотр состояния защитных покрытий. Испытания показали, что уже после трех циклов испытаний у образцов, помещенных в МЭРМ, МЭПМ и их смеси с дизельным топливом наблюдалось набухание пузырями защитного покрытия (рис. 10, *а*) и отслаивание (рис. 10, *б*) практически по всей поверхности образца, т.е. это покрытие не выдерживает контакта с эфирами.

В целом проведенные исследования подтвердили возможность эффективного использования смесей нефтяного ДТ с МЭПМ в качестве топлива для отечественных дизелей. В исследуемом диапазоне изменения содержания МЭПМ в нефтяном ДТ наилучшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля Д-245.12С достигнуто при его работе на смеси 60 % ДТ и 40 % МЭПМ (при $C_{МЭПМ}$ = 40 %). В то же время установлено, что смесевые биотоплива на основе метиловых эфиров растительных масел имеют ограниченный срок хранения — не более 6 мес., их следует хранить в темном помещении, так как на свету происходит расслаивание и окисление топлива. Резинотехнические изделия не выдерживают контакта с МЭРМ и МЭПМ, их целесообразно заменить другими матери-



а) *б*)

Рис. 10. Воздействие МЭПМ (*а*) и 25 % смеси МЭПМ и ДТ (*б*) на образцы стали, покрытые топливостойкой фенол-алкидной эмалью ФА-5278 после 3 циклов испытаний

алами, например, тетрафторэтиленом (фторопластом), который обладает высокой химической стойкостью.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания** / А. А. Александров, И. А. Архаров, В. А. Марков и др. Под ред. А. А. Александрова, В. А. Маркова. — М.: ООО НИЦ "Инженер", ООО "Онико-М", 2012. — 791 с.
2. **Льотко В., Луканин В. Н., Хачиян А. С.** Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. — М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. — 311 с.
3. **Фофанов Г. А., Григорович Д. Н., Нестрахов А. С.** Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта. Под ред. Г. А. Фофанова. — М.: Интекст, 2008. — 144 с.
4. **Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях** / В. А. Марков, С. Н. Девянин, В. Г. Семенов и др. — М.: ООО НИЦ "Инженер" (Союз НИО), ООО "Онико-М", 2011. — 536 с.
5. **Савельев Г. С.** Производство и использование биодизельного топлива из рапса. — М.: ГНУ ВИМ Россельхозакадемии, 2007. — 96 с.
6. **Васильев И. П.** Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. — Луганск: Изд-во Восточноукраинского университета им. В. Даля, 2009. — 240 с.
7. **Hamasaki K., Tajima H., Takasaki K. et al.** Utilization of Waste Vegetable Oil Methyl Ester for Diesel Fuel // SAE Technical Paper Series. — 2001. — № 2001-01-2021. — P. 1—6.
8. **Morimune T., Yamaguchi H., Konishi K.** Exhaust Emissions and Performance of Diesel Engine Operating on Waste Food-Oil // Transactions of the JSME. Ser. B. — 2000. — Vol. 66. — № 641. — P. 294—299.
9. **Dorado M. P., Ballesteros E., Arnal J. M., Gomez J., Lopez F. J.** Exhaust Emissions from a Diesel Engine Fueled with Transesterified Waste Olive Oil // Fuel. — 2003. — Vol. 82. — P. 1311—1315.
10. **Zubik J., Sorenson S. C., Goering C. E.** Diesel Engine Combustion of Sunflower Oil Fuels // Transactions of the ASAE. — 1984. — Vol. 27. — № 5. — P. 1252—1256.
11. **Hawkins C. S., Fuls J., Hugo F. J. C.** Sunflower Oil Esters: an Alternative Fuel for Direct Injection Diesel Engines // SAE Technical Paper Series. — 1983. — № 831356. — P. 1—6.
12. **Kaufman K. R., Ziejewski M.** Laboratory Endurance Test of Sunflower Methyl Esters for Direct Injected Diesel Engine Fuel // ASAE Paper. — 1983. — № 83-3557. — P. 1—6.
13. **Kaufman K. R., Ziejewski M.** Sunflower Methyl Esters for Direct Injected Diesel Engines // Transactions of the ASAE. — 1984. — Vol. 27. — № 6. — P. 1626—1633.
14. **Ikilic C., Yucesu H.** Investigation of the Effect of Sunflower Oil Methyl Ester on the Performance of a Diesel Engine // Energy Sources. — 2006. — Vol. 27. — № 13. — P. 1225—1234.
15. **Марков В. А., Девянин С. Н., Маркова В. В.** Использование подсолнечного масла в качестве топлива для дизелей // Транспорт на альтернативном топливе. — 2010. — № 5. — С. 42—47.
16. **Марков В. А., Баширов Р. М., Габитов И. И.** Токсичность отработавших газов дизелей. — М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. — 376 с.
17. **Грехов Л. В., Иващенко Н. А., Марков В. А.** Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для вузов. Второе издание. — М.: Изд-во "Легион-Автодата", 2005. — 344 с.
18. **Bosch:** Системы управления дизельными двигателями: Пер. с немецкого. — М.: Изд-во "За рулем", 2004. — 480 с.
19. **Исследование физико-химических свойств биотоплив** на основе растительных масел / В. П. Коваленко, Е. А. Улюкина, Н. Н. Пуляев и др. // Международный научный журнал. — 2011. — № 4. — С. 79—83.
20. **Взаимодействие различных видов биотоплива** на основе рапсового масла с конструкционными материалами / Е. А. Улюкина, В. П. Коваленко, Н. Н. Пуляев и др. // Международный научный журнал. — 2010. — № 3. — С. 88—91.

Художественный редактор *Т. Н. Галицына*. Технический редактор *Е. М. Патрушева*. Корректор *Е. В. Комиссарова*
Сдано в набор 02.11.2015. Подписано в печать 21.12.2015. Формат 60 × 88 1/8. Усл. печ. л. 5.88.
Отпечатано в ООО «Канцлер», 150008, г. Ярославль, ул. Клубная, д. 4, кв. 49.
Оригинал-макет: ООО «Адвансед солюшнз». 119071, г. Москва, Ленинский пр-т, д. 19, стр. 1. Сайт: **www.aov.ru**