# Грузовик

<u>12</u> 2018

## ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ ЖУРНАЛ

Учредитель ООО "Научно-техническое издательство "Инновационное 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.

д-р техн. наук, проф В.А. Зорин,

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.Л. 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 Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций (Роскомнадзор). Регистрационный номер ПИ № ФС 77-63955 от 09.12.2015 г.

Подписной индекс: по объединенному каталогу "Пресса России" 39799

ООО «Издательство «Инновационное машиностроение», "Грузовик", 2018

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.



















## **B HOMEPE:**

#### Конструкция

- **3** Касьянов В. Е., Косенко Е. Е., Косенко В. В., Котесова А. А. Влияние объемов генеральных совокупностей на ресурс автомобилей при единичном и серийном производствах
- **7** Лобах В. П., Геращенко В. В., Коваленко Н. А. Догружатель автопоезда

#### Исследования. Расчет

- Тарасик В. П., Романович Ю. С., Плякин Р. В., Пузанова О. В. Влияние параметров алгоритма мехатронной системы управления переключением передач на эффективность автоматического управления гидромеханической трансмиссией. Часть 1
- **16** Крайнюков А. В., Жегалов И. Н. Теоретическое исследование возможности сокращения времени на подготовку дизеля к пуску в условиях низких температур
- **19** Жедь О. В., Копылов В. В. Анализ деформаций втулок и колец при зажиме в кулачковых патронах экспериментальной и производственной оснастки

#### Городской пассажирский наземный транспорт

**23** *Булатов С. В.* Определение оценки эффективности работы подвижного состава на пассажирском автотранспортном предприятии

#### Транспортный комплекс

- **26** *Решенкин А. С., Тихомиров А. Г.* Расчет противоударной защиты разрядных грузов
- **32** Смирнов П. И., Тимофеев А. П., Новокшанов Ф. А. Использование телематических данных, получаемых от грузовых автомобилей, для прогнозного определения норм расхода топлива

#### Безопасность

- 38 Балакина Е. В., Кочетков А. В., Сергиенко И. В., Чернышов В. В. Влияние свободных радиусов колеи передних и задних колес на безопасность автомобиля
- **44** *Баловнев В. И., Данилов Р. Г.* Определение оптимального радиуса выезда пожарных автоцистерн



Журнал входит в Перечень утвержденных ВАК РФ изданий для публикации трудов соискателей ученых степеней http://perechen.vak2.ed.gov.ru/ Система Российского индекса научного цитирования www.elibrary.ru. Двухлетний импакт-фактор РИНЦ 2017 г. - 0,507. Место в рейтинге SCIENCE INDEX за 2017 г. по тематике "Транспорт" - 27; по тематике "Машиностроение" - 52.

Информация на сайте "Autotransportnik.ru"

# Truck

### SCIENTIFIC-TECHNICAL AND INDUSTRIAL MAGAZINE

Founder JSC Scientific and Technical Publishing House "Innovative Engineering"

Editor-in-Chief S.N. PEDENKO

#### **Editorial council**

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

#### Correspondent's office:

Ya.E. Karpovsky (Minsk)

#### Address of the editorial office:

107076, Moscow, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 12 Ph. (499) 269-48-96

E-mail: gruzovik@mashin.ru; snp748@vandex.ru http://www.mashin.ru

#### Address of publishing house:

107076, Kolodezny Lane, house 2-a, str. 2 Ph. (495) 661-03-36

The magazine is registered by the Federal Service for Supervision of Communications, Information Technology and Mass Communications (Roskomnadzor). Registration number PI number FS77.-63955 on December 9, 2015

#### **Subscription index:** according to the integrated catalog "Press of Russia" 39799

JSC Innovatsionnoye mashinostroyeniye Publishing House, "Truck", 2018

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

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



# **CONTENTS:**



















- Kasyanov V. E., Kosenko E. E., Kosenko V. V., Kotesova A. A. Determination of the influence the impact of volume variances set of car parts in their life in single and serial production
- Laubach V. P., Gerashchenko V. V., Kovalenko N. A. Dogruzhatel of the road train

#### Research. Calculation

- Tarasik V. P., Romanovich Y. S., Plyakin R. V., Puzanova O. V. Influence of the mechatronic control gearshift system algorithm for the automatic control efficiency of the automotive hydro-mechanical transmission. Part 1
- Krainyukov A. V., Zhegalov I. N. Theoretical study of the possibility of reducing the diesel preparation time to start in low temperatures
- Zhed O. V., Kopylov V. V. Analysis of deformations of sleeves and rings when clamping in the pull-lock cartridges of experimental and production accessories

#### Public passenger land transport

Bulatov S. V. Determination of estimation of efficiency of work of the rolling stock at the passenger motor transport enterprise

#### Transportation complex

- Reshenkin A. S., Tikhomirov A. G. Calculation shockproof protection bit of cargo
- Smirnov P. I., Timofeev A. P., Novokshanov F. A. 32 Use of telematics data obtained from trucks for predictive determination of fuel consumption rates

#### Security

- Balakina E. V., Kochetkov A. V., Sergienko I. V., Chernyshov V. V. Influence of unequal free wheels radii and unequal of front and rear wheels on the vehicle safety
- Balovnev V. I., Danilov R. G. Determination of the optimal radius of departure of fire trucks



The journal is included in the list approved by the WAC RF publishers for publications of papers candidates degrees http://perechen.vak2.ed.gov.ru/
System of Russian Science Citation Index www.elibrary.ru.
The system of the Russian index of scientific quoting www.elibrary.ru.
The two-year impact factor INDEX 2017 — 0.507. Place in the rating of SCIENCE INDEX for 2017 on the subject "Transport" — 27; on the subject "Mechanical Engineering" — 52. http://elibrary.ru/title\_about.asp?id=9777

Information on the site "Autotransportnik.ru"

УДК 629.018

В. Е. Касьянов, д-р техн. наук, профессор, Е. Е. Косенко, канд. техн. наук, доцент,

В. В. Косенко, канд. техн. наук, доцент, А. А. Котесова, канд. техн. наук, доцент,

Донской государственный технический университет

E-mail: a123lok@mail.ru

# ВЛИЯНИЕ ОБЪЕМОВ ГЕНЕРАЛЬНЫХ СОВОКУПНОСТЕЙ НА РЕСУРС АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ ЕДИНИЧНОМ И СЕРИЙНОМ ПРОИЗВОДСТВАХ

Проведены исследования твердости различных марок сталей с целью определения пределов выносливости по корреляционным зависимостям. Результаты полученных исследований использованы для определения ресурса деталей с использованием графического метода перехода от выборки к совокупности. Рассмотрена связь единичного и серийного производства через однородность выборочной статистики.

**Ключевые слова:** выборка, усталостный ресурс, генеральная совокупность конечного объема, однородность.

Researches of hardness of various steel grades for the purpose of definition of limits of endurance on correlation dependences are conducted. Results of the received researches are used for definition of a resource of details with use of a graphic method of transition from selection to set. Communication of single and mass production through uniformity of selective statistics is considered.

**Keywords:** sample, fatigue resource, population of final volume, uniformity.

Определение показателей надежности несущих систем автомобилей в условиях их эксплуатации является актуальной задачей. Интерес представляют исследования вопросов надежности автомобилей при единичном и серийном производстве, а именно факторов, определяющих их главный параметр — ресурс. Исследования, проведенные в этой области, основываются на экспериментах, проводимых с использованием образцов с прямоугольным сечением и с применением моделирования [1—9].

В связи со сложностью проведения прямых исследований, связанных с вырезанием образцов из эксплуатируемых несущих конструкций автомобилей, образцы изготавливались из марок сталей подобных эксплуатируемым [10].

В представленной работе значения твердости, полученные экспериментальным путем у марок сталей: Ст3, сталь 15Г и сталь 15ХСНД, использовались для определения пределов прочности и выносливости по эмпирическим формулам корреляционной зависимости между твердостью и пределом выносливости стали.

Исследованию данных вопросов посвящены работы следующих отечественных авторов:

Марковца М. П., Добровольского И. И., Жукова А. А. и др., а также зарубежных — Хейвуда, Роша, Эйхингера, Крюссара, Корбера, Хемпеля. В результате анализа выбрана формула перехода (формула Марковца) с минимальной погрешностью расчета, составляющей 2,3 %.

В основе дальнейших исследований лежит определение минимальных значений механических характеристик рассматриваемых сталей для последующего определения минимального ресурса.

Для оценки минимальных значений механических характеристик необходимо знать закон распределения механических характеристик. Как указано в работах [11, 12], в большинстве случаев для элементов, выполненных из стали, наиболее предпочтительным является трехпараметрический закон распределения Вейбулла.

В отличие от конструкторских бюро, которые обычно пользуются в расчетах усталостных ресурсов деталей выборочными значениями твердости и предела выносливости, предлагается перейти от выборок к генеральной совокупности конечного объема. При этом генеральная совокупность — это то количество деталей, узлов и машин,

которые обычно выполняются без изменения конструкции и технологии изготовления в течение примерно 8—12 лет и могут составлять несколько тысяч единиц.

В этих целях выполнен переход от выборочных значений твердости (объемом выборок n = 50) с использованием графического метода и вероятностных сеток (рис. 1). Выполнена аппроксимация выборочных данных с помощью метода наименьших квадратов линейной функции, а указанная доверительная вероятность для сталей составит:  $C_{T3} - P = 0.92$ ;  $15\Gamma - P = 0.968$ ; 15XCHД - P = 0.97.

Результаты расчетов минимальных значений рассматриваемых сталей приведены в табл. 1.

В табл. 2 включены минимальные значения твердости трех марок сталей для выборок  $(q_{\rm R})$  и совокупностей  $(Q_c)$ .

Для примера рассчитаем ресурс элемента конструкции автомобиля, выполненного из стали Ст3. Опираясь на график, изображенный на рис. 2, определены минимальные значения твердости для выборки  ${\rm HB_1}=108~{\rm krc/mm^2}$  (выборка), при  $N_{\rm c}=10^4,~{\rm HB_1}=81~{\rm krc/mm^2}$  (совокупность).

Таблица 1 Определение минимальных значений твердости для выборки

<b>№</b> π/π	Сталь	n	$\omega^2$	т	HB <sub>min</sub>	С
1	Ст3	50	0,130,47	20	109,0	108,29
2	15Γ	50	0,110,71	20	118,0	105,66
3	15ХСНД	50	0,150,36	20	129,5	119,53

Для оценки величины изменения прочности и ресурса, введены коэффициенты: снижения прочности ( $K_{\rm cn}$ ), снижения ресурса ( $K_{\rm cp}$ ), увеличения ресурса для совокупности ( $K_{\rm yp~c}$ ), увеличения прочности для совокупности ( $K_{\rm yn~c}$ ).

Коэффициент снижения прочности (твердости) стали Ст3:  $K_{\rm cn} = 108/81 = 1{,}33$ .

Предел прочности Ст3 (выборка) [13, 14] рассчитан по формуле (1):

$$\sigma_{\rm B} = {\rm HB}_{\rm B}^{0,989} \cdot 0,365 =$$

$$= 108^{0,989} \cdot 0,365 = 37,4 \text{ KCC/MM}^2. \tag{1}$$

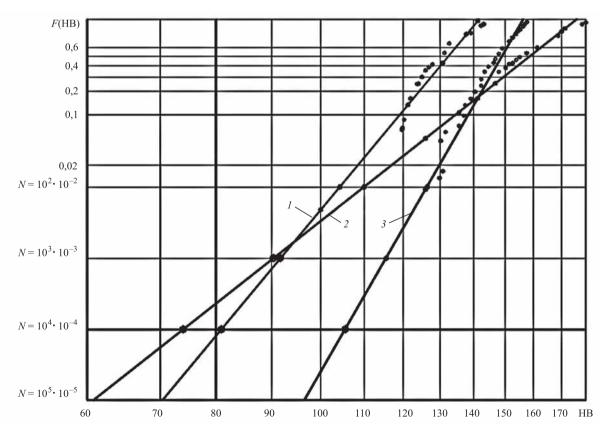


Рис. 1. Графический метод перехода от выборки к совокупности для трех марок сталей:  $1 - Cт3; 2 - 15\Gamma; 3 - 15ХСНД$ 

Таблица 2

Определение	минима пьной	твеплости	ппя	совокупности
Определение	мипимальнои	твердости	дли	COBOKYHHUCIH

№ п/п	Сталь	n	$q_{_{ m B}}$	HB <sub>B.min</sub>	$N_{ m c}$	$Q_{ m c}$	HB <sub>c.min</sub>	$K_{y\pi}$
1		50	0,02	109,0	10 <sup>3</sup>	$10^{-3}$	92,0	1,18
2	Ст3	50	_	_	10 <sup>4</sup>	$10^{-4}$	81,5	1,34
3		50	_	_	10 <sup>5</sup>	$10^{-5}$	71,0	1,54
4		50	0,02	118,0	10 <sup>3</sup>	$10^{-3}$	90,5	1,3
5	15Γ	50	_	_	10 <sup>4</sup>	$10^{-4}$	74,0	1,59
6		50	_	_	10 <sup>5</sup>	10 <sup>-5</sup>	61,5	1,92
7		50	0,02	129,5	10 <sup>3</sup>	$10^{-3}$	115,5	1,12
8	15ХСНД	50	_	_	10 <sup>4</sup>	$10^{-4}$	106,0	1,22
9		50	_	_	10 <sup>5</sup>	$10^{-5}$	97,5	1,33

Предел выносливости Ст3 (выборка) рассчитан по формуле (2):

$$\sigma_{-1_B} = 0,432\sigma_B + 2,2 =$$

$$= 0,432 \cdot 37,4 + 2,2 = 18,4 \text{ kpc/mm}^2. \tag{2}$$

Ресурс элемента металлоконструкции автомобиля по выборке рассчитан по формуле (3):

$$T_{\text{p Bbi6}} = \frac{a_{\text{p}} \sigma_{-\lg_{\text{B}}}^{m_{\text{l}}} N_{0}}{f \sigma_{\text{ce}}^{m_{\text{l}}} 3600} = \frac{1 \cdot 18, 4^{6} \cdot 2 \cdot 10^{6}}{4 \cdot 12^{6} \cdot 3600} = 1778 \text{ ч,}$$
(3)

где  $a_{\rm p}$  — сумма относительных усталостных повреждений;  $m_1$  — коэффициент угла наклона кривой усталости для многоцикловой области;  $N_0$  — базовое число циклов; f — частота нагружения,  $\Gamma$ ц;  $\sigma_{\rm CB}$  — действующее средневзвешенное напряжение,  $\kappa$ гс/мм $^2$ .

Для совокупности рассчитаны параметры по формулам (4)—(6):

$$\sigma_{\rm B} = {\rm HB_B^{0,989} \cdot 0,365} = = 81^{0,989} \cdot 0,365 = 28,17 \ {\rm KFC/MM}^2;$$
 (4)

$$\sigma_{-1B} = 0.432\sigma_{B} + 2.2 = 0.432 \cdot 28.17 + 2.2 = 14.35 \text{ kpc/mm}^{2};$$
 (5)

$$T_{\text{p cob}} = \frac{a_{\text{p}} \sigma_{-\text{Ig}}^{m_2} N_0}{f \sigma_{\text{cB}}^{m_2} 3600} =$$

$$= \frac{1 \cdot 14,35^{12} \cdot 2 \cdot 10^6}{4 \cdot 12^{12} \cdot 3600} = 1187 \text{ y},$$
(6)

где  $m_2$  — коэффициент угла наклона кривой усталости для сверхмногоцикловой области.

Коэффициент снижения ресурса детали:

$$K_{\rm cp} = \frac{1778 \text{ q}}{1187 \text{ q}} = 1, 5.$$

В итоге снижение ресурса по расчету КБ составит 1,5 раза.

Коэффициент увеличения ресурса

$$K_{\rm yp\ c} = \frac{20\,000\ \rm q}{1187\ \rm g} = 16,85.$$

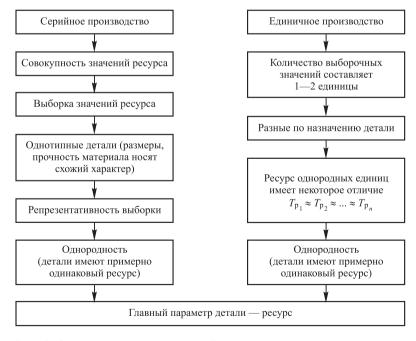


Рис. 2. Связь единичного и серийного производства через однородность выборочной статистики

Коэффициент увеличения прочности

$$K_{\text{VII C}} = \sqrt[12]{16,85} = 1,265.$$

Необходимая твердость (прочность) для совокупности  $HB_{\text{VII},c} = 81 \cdot 1,265 = 102,5 \text{ кгс/мм}^2$ .

Следовательно, несколько большее увеличение прочности и ресурса будет достигнуто при переходе от Ст3 на сталь 15ХСНД ( $K_{\rm yn}=105/81=1,3$ ) для совокупности конечного объема  $N_{\rm c}=10^4.$ 

Заданный ресурс деталей должен обеспечиваться как в серийном, так и в единичном производстве. При подробном рассмотрении блок-схемы, представленной на рис. 2, можно заключить, что для серийного производства определяющим является совокупность значений. Соответствие полученных выборочных значений данной совокупности определяют размеры деталей, прочность используемого материала и т. д. В случае серийного производства важно обеспечить репрезентативность выборки, составляющей значительное количество однородных деталей, имеющих примерно одинаковый ресурс.

В случае единичного производства, когда количество выборочных значений составляет 1—2 единицы, рассматриваются агрегаты (например, автоматическая коробка передач), у которых выборку составляют детали, отличающиеся по назначению. Однако ресурс однородных деталей в этом случае так же, как и в серийном производстве имеет незначительное отличие.

Ключевым параметром детали для двух рассматриваемых производств является ресурс.

Таким образом, использование конструкторскими бюро усталостного ресурса, полученного по выборочным данным прочности, завышает расчетный ресурс в несколько раз. Применение генеральной совокупности конечного объема, соответствующей реальным объемам эксплуатирующихся машин, узлов и деталей приводит к заниженному ресурсу и значительному количеству отказов. Поэтому необходимо в расчетах ресурсов использовать только генеральные совокупности конечного объема. При рассмотрении же единичного и серийного производства машин, с учетом наличия большого количества различных статистических показателей, ресурс является главным ключевым параметром при оценке времени безотказной работы машин.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. **Серенсен С. В., Когаев В. П., Шнейдерович Р. М.** Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. — М.: Машиностроение, 1975. — 488 с.

- 2. **Марковец М. П.** Определение механических свойств металлов по твердости. М.: Машиностроение, 1979. 191 с.
- 3. **Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н., Шулькин Л. П.** Основы теории и практики создания надежных машин // Вестник машиностроения. 2003. № 10. С. 3
- 4. **Kas'yanov V. E., Rogovenko T. N.** Probabilistic-statistical estimation of the gamma-life of a machine chassis // Russian Engineering Research. 1999. Vol. 6. P. 10.
- 5. **Касьянов В. Е., Роговенко Т. Н., Зайцева М. М.** Обеспечение заданного усталостного ресурса деталей машин с использованием малых выборок исходных данных // Вестник машиностроения. 2013. № 5. С. 10—15.
- 2013. № 5. С. 10—15.

  6. Роговенко Т. Н., Зайцева М. М. Оценка оптимального значения вероятности безотказной работы деталей машин на примере рукояти одноковшового экскаватора // Инженерный вестник Дона. 2016. Т. 43. № 4 (43). С. 84.
- 7. **Косенко Е. Е., Косенко В. В., Черпаков А. В.** Моделирование стержней с дефектами, имеющих различные виды закрепления // Инженерный вестник Дона. 2013. № 4. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n4y2013/2155.
- 8. **Беленький Д. М., Косенко Е. Е., Оганезов Л. Р.** Минимальные значения и рассеивание механических характеристик строительных сталей // Известия высших учебных заведений. Строительство. 2003. № 6. С. 102—105.
- 9. **Косенко Е. Е., Косенко В. В., Черпаков А. В.** Моделирование стержней с дефектами, имеющих различные виды закрепления // Инженерный вестник Дона. 2013. Т. 27. № 4. С. 272.
- 10. Теплякова С. В., Котесова А. А., Косенко Е. Е. Расчетно-экспериментальное определение максимальной нагруженности стрелы одноковшового экскаватора // Вестник Сибирской государственной автомобильно-дорожной академии. 2016. № 2 (48). С. 38—43.
- Касьянов В. Е. Метод оценки безотказности для выборки и совокупности конечного объема // Научное обозрение. — 2014. — № 11 (3). — С. 785— 788
- 12. **Косенко Е. Е., Черпаков А. В., Косенко В. В., Недолужко А. И.** Методы оценки эксплуатационной надежности автомобилей // Инженерный вестник Дона. 2017. № 3. URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/N3y2017/4303.
- 13. **Касьянов В. Е., Котесова А. А., Теплякова С. В.** Упрощенное определение расхождений между минимальными ресурсами выборок и совокупностей для ответственных деталей машин // Инженерный вестник Дона. 2013. № 2 URL: ivdon.ru/ru/magazine/archive/n2y2013/1694.
- 14. Tepliakova S. V., Kosenko E. E., Kosenko V. V., Cherpakov A. V. Mathematical Modeling of Ensuring Machine Reliability //Abstracts & Schedule. International Conference on "Physics and Mechanics of New Materials and Their Applications" (PHENMA 2016) Surabaya, Indonesia, 2016. July 19—22. P. 269.

### УДК 629.114

В. П. Лобах, канд. техн. наук, доцент, В. В. Геращенко, канд. техн. наук, доцент,

**H. А. Коваленко,** канд. техн. наук, доцент ГУ ВПО "Белорусско-Российский университет" E-mail: mogilev-kovalenko@rambler.ru

## ДОГРУЖАТЕЛЬ АВТОПОЕЗДА

Разработано устройство для повышения проходимости автопоезда путем догружения ведущих колес автомобиля-тягача.

**Ключевые слова:** автопоезд, автомобиль, прицеп, проходимость, устройство автоматического управления, датчик частоты вращения, дифференцирующая цепь, электромагнитный двухпозиционный золотник, сумматор, усилитель.

The device is developed for increase of passability of a road train by loading of driving wheels of the car tractor. **Keywords:** road train, truck, trailer, flow, automatic control device, a speed sensor, a differentiating circuit, an electromagnetic on-off valve, adder, amplifier.

Существующие автопоезда [1], содержащие автомобиль и прицеп, обладают недостаточной проходимостью, что приводит к снижению их производительности, ухудшению топливной экономичности и увеличению затрат на эксплуатацию. Объясняется это тем, что при ухудшении дорожных условий может происходить буксование задних ведущих колес вследствие недостаточного сцепного веса.

Авторами предложено устройство автоматического догружения задних ведущих колес с электропневматической системой управления с использованием такого информационного параметра, как разность частот вращения задних ведущих колес и передних управляемых колес автомобиля (далее догружатель автопоезда), которое позволит снизить затраты на эксплуатацию автопоезда благодаря повышению его производительности, топливной экономичности и проходимости.

Автопоезд содержит автомобиль 1 (рис. 1) и прицеп 2, соединенные между собой дышлом 3 прицепа и тягово-сцепным устройством 4 автомобиля, раму 5 автомобиля, раму 6 прицепа, рессоры 7, соединяющие мосты 8, 9 автомобиля и мосты 10, 11 прицепа с их рамами 5, 6, передние управляемые колеса 12 и задние ведущие колеса 13 автомобиля, коробку передач 14, карданную передачу 15, главную передачу 16 привода задних ведущих колес автомобиля, кронштейн 17 на раме прицепа, стойку 18, одним концом установленную посредством первого пальца 19 на раме автомобиля, на втором конце которой установлен на оси 20ролик 21 с помещенным на нем тросом 22, соединяющим кронштейн 17 рамы 6 прицепа с рамой автомобиля, пневмоцилиндр 23 с электромагнитным двухпозиционным золотником 24 с обмоткой 25 и штоком 26, соединенный пальцем 27 с рамой автомобиля, а шток 26 установлен с обеспечением возможности оказывать воздействие

на стойку 18 при своем перемещении, датчик 28 частоты вращения карданной передачи 15 [2, 3], датчик 29 частоты вращения передних управляемых колес 12 автомобиля 1. При этом каждый из датчиков 28 и 29 содержит металлический диск 30 с прорезями и выступами, установленные на валу карданной передачи 15 и на валу переднего колеса 12 соответственно, импульсный щелевой преобразователь 31, установленный вблизи дисков 30 с обеспечением возможности вхождения выступов диска 30 в щель преобразователя 31, соединенный с дифференцирующей цепью 32, выполненную на резисторах 33 и 34 и конденсаторе 35, соединенной с выпрямителем 36 на четырех импульсных диодах 37, 38, 39, 40, соединенными с интегрирующей цепью 41, выполненную на резисторе 42 и конденсаторе 43. При этом датчик 29 частоты вращения передних управляемых колес дополнительно содержит выходной резистор 44, подсоединенный параллельно конденсатору 43, делитель напряжения 45, выполненный на соединенных последовательно первом 46 и втором выходном 47 резисторах с коэффициентом деления, равным передаточному числу главной передачи 16 автомобиля, входом соединенный с выходом датчика 28 частоты вращения карданной передачи 16, сумматор 48, выполненный на встречно включенных выходном резисторе 47 делителя 45 напряжения и выходном резисторе 44 датчика 29 частоты вращения передних управляемых колес 12. Первый 49 и второй 50 выводы выходных резисторов 44, 47 соединены между собой. Усилитель 51 выполнен на первом 52 и втором 53 последовательно соединенных транзисторах и четырех резисторах 54, 55, 56, 57. База 58 первого транзистора 52 усилителя 51 соединена с третьим выводом 59 выходного резистора 44 датчика 29 частоты вращения передних управляемых колес, а эмиттер 60 первого

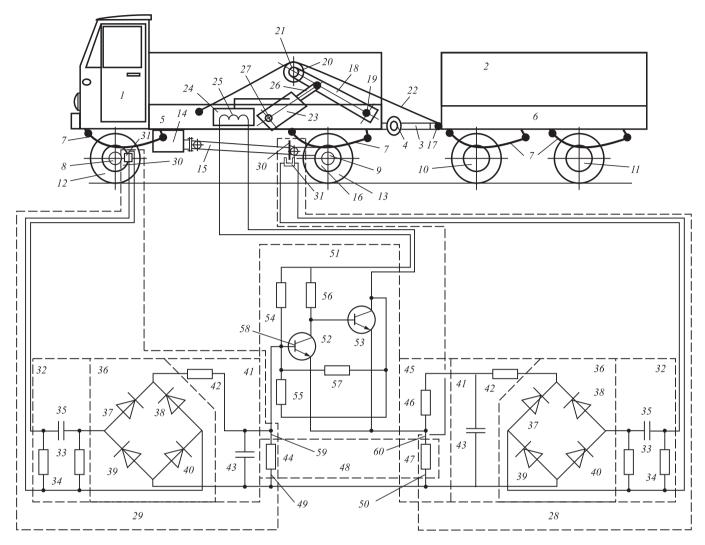


Рис. 1. Схема устройства для автоматического увеличения сцепного веса автомобиля

транзистора 52 усилителя 51 соединен с четвертым выводом 61 выходного резистора 47 делителя 45. Обмотка 25 электромагнитного двухпозиционного золотника 24 соединена с выходом усилителя 51.

Установка на раме автомобиля-тягача догружателя позволяет при появлении буксования ведущих колес автомобиля и снижении частоты вращения передних управляемых колес по отношению к частоте вращения задних ведущих колес (появляется разность частот вращения колес, рис. 2), получить на выходе сумматора управляющее напряжение, пропорциональное разности частот вращения передних управляемых и задних ведущих колес. При этом на третьем выводе выходного резистора датчика частоты вращения передних управляемых колес появляется минус управляющего напряжения, а на четвертом выводе выходного резистора делителя появляется плюс.

При появлении отрицательного напряжения, приложенного к базе первого транзистора уси-

лителя, первый транзистор закрывается, а второй открывается. В коллекторной цепи второго транзистора появляется ток, протекающий по обмотке электромагнитного двухпозиционного золотника, который создает падение напряжения на его обмотке. При достижении разностью частот вращения передних управляющих и задних ведущих колес автомобиля заданной предельной величины (рис. 2, момент времени  $t_2$ ) это напряжение (рис. 3, момент времени  $t_2$ ) становится равным напряжению срабатывания  $u_{\rm cp}$  электромагнитного двухпозиционного золотника (рис. 4). Электромагнитный двухпозиционный золотник перемещается, сжатый воздух подается в пневмоцилиндр и выталкивает шток пневмоцилиндра. В результате появляется сила, воздействующая на стойку. Стойка поворачивается и через ролик тросом осуществляет подъем прицепа, догружая, таким образом, задние ведущие колеса автомобиля и тем

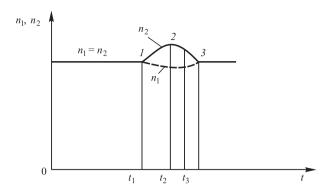


Рис. 2. Изменения частот вращения передних управляемых и задних ведущих колес автомобиля

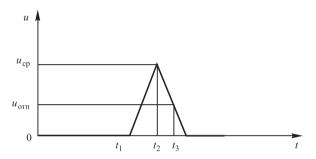


Рис. 3. Напряжение на выходе транзисторного усилителя устройства автоматического управления увеличением сцепного веса автомобиля

самым увеличивая сцепной вес. Так как при снижении буксования разность частот вращения передних управляемых и задних ведущих колес снижается и при достижении на выходе усилителя напряжения отпускания электромагнитного двухпозиционного золотника он возвращается в исходное положение (рис. 4), а следовательно, сжатый воздух выходит из пневмоцилиндра и его шток перемещается в исходное положение. Стойка поворачивается, трос освобождается и опускает прицеп, тем самым восстанавливая первоначальный сцепной вес автомобиля.

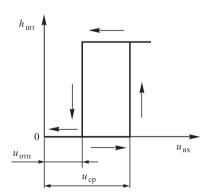


Рис. 4. Нелинейная статическая характеристика электромагнитного двухпозиционного золотника устройства автоматического управления увеличением сцепного веса автомобиля

Догружатель автопоезда работает следующим образом.

В процессе движения автопоезда, оснащенного догружателем, вращаются задние ведущие колеса 13 (см. рис. 1) и вал карданной передачи 15. а также передние управляемые колеса 12 автомобиля. Частоты вращения вала карданной передачи 15 и передних управляемых колес 12 измеряются датчиками 28 и 29 следующим образом. При вращении вала карданной передачи 15 и передних управляемых колес 12 выступы диска 30 проходят через шели преобразователя 31 и на резисторе 34 возникают прямоугольные импульсы напряжения (рис. 5, а), которые дифференцируются дифференцирующей цепью 32 (см. рис. 1). На резисторе 34 возникают разнополярные экспоненциальные импульсы напряжения (см. рис. 5,  $\delta$ ) одинаковой формы и площади, при этом количество этих импульсов будет больше за одинаковый промежуток времени, и меньше, если частота вращения вала карданной передачи 15 (см. рис. 1) или переднего управляемого колеса 12 снижаются.

С помощью выпрямителя 36, выполненного на четырех импульсных диодах 37, 38, 39, 40, осуществляется выпрямление, на выходе выпрямителя 36. При этом появляется положительная последовательность экспоненциальных импульсов напряженния (см. рис. 5, в). С помощью интегрирующей цепи 41 (см. рис. 1), выполненной на резисторе 42 и конденсаторе 43, осуществляется интегрирование поступающих на вход интегрирующей цепи 41 положительных экспоненциальных импульсов напряжения, и на выходе выходного резистора 44 формируется напряжение (см. рис. 5, г), уровень которого в любой момент времени пропорционален частотам врашения передних управляемых колес 12 (см. рис. 1), а на входе делителя 45 напряжения формируется уровень напряжения (см. рис. 5, г), про-

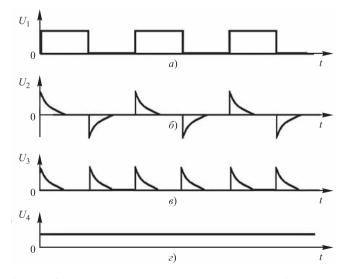


Рис. 5. Электрические сигналы в цепях устройства

порциональный частоте вращения вала карданной передачи *15* (см. рис. 1).

Напряжение с выхода датчика 28 частоты вращения вала карданной передачи 15 непрерывно делится делителем напряжения 45 на передаточное число главной передачи и результат деления в виде уровня напряжения формируется на выходном резисторе 47 делителя 45. Этот уровень напряжения пропорционален частоте вращения задних ведущих колес 13 автомобиля.

При равенстве частот вращения  $n_1$  передних управляемых и  $n_2$  задних ведущих колес автомобиля (буксование отсутствует) напряжение на выходе датчика 29 частоты вращения передних колес 12 равно напряжению на выходе делителя 45 напряжения. Эти напряжения подаются на соответствующие входы сумматора 48, на выходе которого устанавливается напряжение, равное нулю. При этом первый транзистор 52 усилителя *51* открыт, а второй транзистор *53* усилителя закрыт. По обмотке 25 электромагнитного двухпозиционного золотника 24 ток не протекает, поэтому напряжения на выходе усилителя 51 и на обмотке 25 золотника 24 равны нулю, шток 26 пневмоцилиндра 23 не перемещается, сила, воздействующая от штока на стойку 18, равна нулю.

При появлении буксования задних ведущих колес 13 автомобиля частота вращения передних управляемых колес 12 снижается, появляется разность частот вращения (см. рис. 2) передних управляемых колес 12 (см. рис. 1) и задних ведущих колес 13 автомобиля 1. На выходе сумматора 48 появляется управляющее напряжение, пропорциональное разности частот вращения передних управляемых колес 12 (см. рис. 1) и задних ведущих колес 13. На третьем выводе 59 выходного резистора 44 датчика 29 частоты вращения передних управляемых колес 12 появляется управляющее напряжение со знаком минус, а на четвертом выводе 60 выходного резистора 47 делителя напряжения 45 появляется управляющее напряжение со знаком плюс.

При появлении отрицательного напряжения, приложенного к базе первого транзистора 52 усилителя 51, первый транзистор 52 закрывается, а второй транзистор 53 усилителя — открывается. В коллекторной цепи второго транзистора 53 усилителя появляется ток, протекающий по обмотке 25 электромагнитного двухпозиционного золотника 24, которое создает падение напряжения на его обмотке. При достижении разностью частот вращения передних управляемых колес 12 и задних ведущих колес 13 автомобиля заданной предельной величины (см. рис. 2, момент времени 2) это напряжение (см. рис. 3, момент времени 30 становится равным напряжению срабатывания 31 становится равным напряжению срабатывания 32 (см. рис. 33).

Электромагнитный двухпозиционный золотник 24 перемещается, воздух под давлением подается в пневмоцилиндр 23 и перемещает шток 26 пневмоцилиндра 23. В результате появляется сила, воздействующая на стойку 18. Стойка поворачивается и через ролик 21 тросом 22 осуществляет подъем прицепа 2, догружая задние ведущие колеса 13 автомобиля. Их буксование снижается.

При снижении буксования, а следовательно, и разности частот вращения  $n_1$  и  $n_2$  передних управляемых колес 12 и задних ведущих колес 13 автомобиля до величины, соответствующей моменту времени, равному  $t_3$  (см. рис. 2), напряжение на выходе сумматора 48 (см. рис. 1) снижается, на базу первого транзистора 52 усилителя 51 подаваемое напряжение со знаком минус снижается. Первый транзистор 52 усилителя 51 открывается, а второй транзистор 53 усилителя 51 открывается, а второй транзистор 53 усилителя 51 — закрывается. По обмотке 25 электромагнитного двухпозиционного золотника ток не протекает, и золотник возвращается в первоначальное состояние. Сжатый воздух выходит из пневмоцилиндра 23, и шток 26 под действием силы троса приходит в первоначальное состояние, догружающая сила становится равной нулю.

Экономический эффект при установке предлагаемого устройства на автопоезд достигается путем снижения затрат на его эксплуатацию за счет повышения его проходимости и производительности, уменьшения износа шин и деталей трансмиссии, снижения расхода топлива благодаря своевременному увеличению сцепного веса на ведущие колеса, снижающему их буксование.

#### Выводы по работе

- 1. Одним из путей повышения проходимости автомобилей является увеличение сцепного веса, для чего могут использоваться буксируемые прицепные устройства (прицепы и др.).
- 2. Создано устройство, автоматически повышающее сцепной вес автомобиля при разности частот вращения передних управляемых и задних ведущих колес автомобиля.
- 3. Применение такого устройства позволяет повысить проходимость и производительность автомобиля, снизить затраты на его эксплуатацию за счет уменьшения расхода топлива, увеличения скорости движения и уменьшения износа шин и деталей трансмиссии.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Пузанков А. Г.** Автомобили. М.: Академия, 2004. 513 с.
- 2. Экологическое и топливосберегающее технологическое оборудование автомобильного транспорта / В. В. Геращенко, В. И. Гуменюк, А. В. Щур, К. Д. Миронов. СПб.: Изд-во Политехн. ун-та, 2016. 146 с.
- 3. **Геращенко В. В., Коваленко Н. А., Лобах В. П.** Методы и средства диагностирования и повышения эксплуатационных свойств автомобилей и их агрегатов. Могилев: Белорус.-Рос. ун-т, 2017. 170 с.

УДК 629.3

В. П. Тарасик, д-р техн. наук, профессор, Ю. С. Романович, Р. В. Плякин,

**О. В. Пузанова,** канд. техн наук, доцент, Белорусско-Российский университет, г. Могилев, Беларусь E-mail: avtobru@gmail.com

# ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ АЛГОРИТМА МЕХАТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ ПЕРЕКЛЮЧЕНИЕМ ПЕРЕДАЧ НА ЭФФЕКТИВНОСТЬ АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ГИДРОМЕХАНИЧЕСКОЙ ТРАНСМИССИЕЙ. ЧАСТЬ 1

На основе математического моделирования процесса движения самосвала в карьерных условиях получены оценки зависимостей эффективности выполнения транспортной работы и критериев нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии и теплонапряженности фрикционов переключения передач в зависимости от параметров алгоритма автоматического управления переключением передач. Приведены результаты анализа выполненных исследований и графики переходных процессов. Изложена методика оптимизации параметров алгоритма управления.

**Ключевые слова:** карьерный самосвал, гидромеханическая передача, мехатронная система автоматического управления, фрикционы переключения передач, алгоритм управления, планирование вычислительного эксперимента, регрессионная модель, критерии эффективности и качества процесса управления.

On the basis of mathematical modeling of the dump truck movement in quarry conditions, the dependences of the transport operation efficiency and the mechanisms strain criteria of the hydromechanical transmission and the clutches heat stresses depending on the automatic gear shift algorithm parameters are obtained. Results of the research analysis and transients graphics are given. The method of control algorithm parameters optimization is described.

**Keywords:** dump truck, hydromechanical transmission, MECHATRONIC automatic CONTROL SYSTEM, gearshift clutch, control algorithm, computer experiment planning, regression model, criteria of control process efficiency and quality.

На карьерных самосвалах БЕЛАЗ грузоподъемностью 30, 45 и 60 т применяется семейство унифицированных гидромеханических передач (ГМП), различающихся между собой энергоемкостью гидротрансформатора и количеством ступеней коробки передач. На 60-тонных машинах применяется шестиступенчатая коробка передач, а на машинах меньшей грузоподъемности — пятиступенчатая.

Для этих самосвалов создана мехатронная система автоматического управления (МСАУ), обеспечивающая автоматическое переключение передач и диагностирование технического состояния всех основных механизмов ГМП. Структура МСАУ, конструктивное исполнение и принцип действия приведены в [1, 2]. При создании МСАУ значительное внимание уделялось обеспечению процесса качественного переключения передач и надежности функционирования фрикционов, посредством которых осуществляется переключение.

Функционирование МСАУ осуществляется на основе созданного коллективом Белорусско-Российского университета (БРУ) алгоритма, обеспечивающего адаптивное управление ГМП в зависи-

мости от дорожных условий, режимов работы двигателя и механизмов трансмиссии, управляющих воздействий водителя [3]. МСАУ снабжена системой датчиков, обеспечивающих получение всей необходимой информации для формирования электронным контроллером управляющих сигналов.

Предусмотрено три режима управления ГМП: автоматический, командный и аварийный. В автоматическом режиме производится переключение передач и управление блокированием гидротрансформатора (ГДТ). В командном режиме передачи переключает водитель вручную посредством перемещения рычага селектора, а управление блокированием ГДТ автоматическое. Аварийный режим используется при необходимости доставки самосвала с неисправной МСАУ или ГМП на базу ремонта. На этом режиме можно включить первую передачу и передачу реверса.

Алгоритм автоматического управления может реализовать два альтернативных режима движения автомобиля — динамичный и экономичный. В динамичном режиме управления обеспечивается максимально возможная скорость движения автомобиля

в данных дорожных условиях, а в экономичном — снижение расхода топлива. Рациональное использование этих режимов влияет не только на показатели желаемой эксплуатационной эффективности автомобиля, но и на надежность работы фрикционов ГМП, осуществляющих переключение передач.

Коробка передач самосвала БЕЛАЗ выполнена по схеме с тремя степенями свободы и представляет собой сочетание базовой коробки передач и встроенного двухступенчатого демультипликатора. Для включения любой передачи необходимо замкнуть два фрикциона — в коробке передач и в демультипликаторе. Кинематическая схема коробки передач приведена в [4]. При переключениях  $3 \to 4$ и  $4 \to 3$  управление осуществляется одновременно четырьмя фрикционами: два фрикциона выключаются, а вместо них включаются два других фрикциона. Такие условия управления отличаются высокой сложностью формирования управляющих воздействий и требуют согласованной подачи управляющих сигналов контроллера в исполнительную часть системы МСАУ. Остальные передачи переключаются посредством управления двумя фрикционами. Алгоритм управления ими существенно проще.

Проведенные экспериментальные исследования режимов работы самосвала, оснащенного МСАУ, показывают, что высокие показатели качества управления и надежность функционирования фрикционов достигаются своевременным формированием сигнала на переключение передачи и согласованным управлением фрикционами коробки передач и фрикционом блокирования ГДТ [4].

#### Цель исследования

Цель исследования — комплексная оценка влияния параметров алгоритма управления переключением передач на показатели транспортной эффективности самосвала и на критерии динамической нагруженности механизмов трансмиссии и тепловой нагруженности фрикционов управления переключением передач.

#### Методика исследования

Исследования проводились на основе математического моделирования движения автомобиля по реальному маршруту карьера "Еруноковский" (г. Новокузнецк, Кемеровская обл. РФ). Характеристики уклонов участков дороги карьера приведены в [5].

Для формирования управляющего сигнала на переключение передач использована следующая ин-

формация: скорость автомобиля и его ускорение; положение педали акселератора и скорость изменения ее положения; номер включенной передачи; состояние фрикциона блокирования ГДТ (включен или выключен). Процесс управления фрикционами при переключении передач основан на использовании информации о частотах вращения валов коробки передач (входного, выходного, промежуточного), о длительности заполнения и опорожнения гидроцилиндров фрикционов в процессе управления ими, о характере изменения давлений в гидроцилиндрах, о времени завершения процесса буксования включаемых фрикционов. Эта информация учитывалась и использовалась при моделировании.

Согласно поставленной цели исследования осуществлялось варьирование четырех параметров управления: порогового значения частоты вращения турбины гидротрансформатора при переключении на высшую  $n_{\text{т.в.}}$  и на низшую  $n_{\text{т.н.}}$  передачи; времени опережения разблокирования ГДТ  $t_{\text{бл.}}$  по отношению к моменту нарастания давления в гидроцилиндре фрикциона включаемой передачи; времени перекрытия характеристик управления включаемым и выключаемым фрикционами  $t_{\text{п.п.}}$  (называемое в дальнейшем временем перекрытия передач).

На рис. 1, a показаны характеристики пороговых значений частоты вращения турбины ГДТ при переключениях на высшие  $n_{\text{т.в}}$  и низшие  $n_{\text{т.н}}$  передачи. Цифрами 1, 2, 3 отмечены характеристики, используемые в процессе варьирования значений  $n_{\text{т.в}}$  и  $n_{\text{т.н}}$  при моделировании. Сплошными линиями изображены характеристики управления, используемые в алгоритме созданной МСАУ на динамичном режиме движения.

На рис. 1,  $\delta$  представлен общий вид характеристик алгоритма управления фрикционами при переключении передач. Характеристика изменения давления в гидроцилиндре выключаемого фрикциона коробки передач обозначена  $p_{\phi 1}$ , включаемого фрикциона —  $p_{\phi 2}$ , а фрикциона блокирования ГДТ —  $p_{\text{г.т}}$  . В момент времени  $t_0$ контроллер выдает управляющий сигнал на переключение передачи. Давление в гидроцилиндре выключаемого фрикциона снижается до величины  $p_{\phi 1 \text{ K}}$  и удерживается на этом уровне в течение контролируемого интервала времени, обеспечивающего заданное время перекрытия передач  $t_{\Pi,\Pi}$ . Время положительного перекрытия обозначено  $t_{\Pi,\Pi}^+$ , отрицательного —  $t_{\Pi,\Pi}^-$ , при нулевом перекрытии  $t_{\Pi,\Pi}=0$ . При моделировании принимали  $t_{\Pi,\Pi}^{+} = 0,2$  с;  $t_{\Pi,\Pi}^{-} = -0,2$  с. Их значения измеряются относительно момента времени  $t_{\oplus 20}$  . Программы изменения давлений  $p_{\oplus 1}$  и  $p_{\oplus 2}$  формирует контроллер МСАУ, а ре-

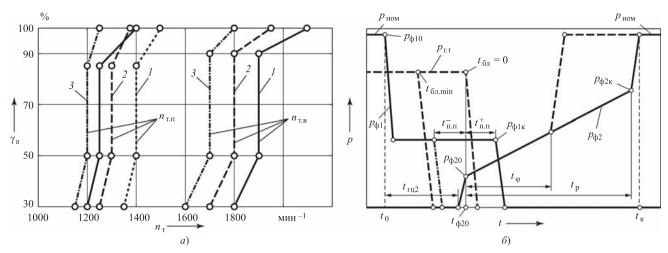


Рис. 1. Характеристики параметров алгоритма управления переключением передач

ализация их осуществляется посредством электрогидравлических пропорциональных клапанов.

В течение интервала времени  $t_{\text{ги2}}$  происходит заполнение гидроцилиндра включаемого фрикциона. После завершения заполнения контроллер формирует характеристику изменения в нем давления  $p_{\varphi 2}$ , сжимающего фрикционные диски. Эта характеристика кусочно-линейная с координатами точек перегиба  $p_{\varphi 20}$ ,  $p_{\varphi 2k}$ ,  $p_{\text{ном}}$ . Значения давлений  $p_{\varphi 20}$  и  $p_{\varphi 2k}$  зависят от нагрузочного режима, определяемого вращающим моментом двигателя и сопротивлением движению автомобиля. Длительность формируемого сигнала давления  $p_{\varphi 2}$  составляет величину  $t_{\rm p}$ , а время буксования фрикциона —  $t_{\varphi}$ . Если окажется, что  $t_{\varphi} < t_{\rm p}$ , давление поднимается до номинального значения  $p_{\rm hom}$  по штриховой линии.

Если включаемый фрикцион не замыкается за время  $t_{\rm p}$ , давление поднимается до  $p_{\rm ном}$ , что обеспечивает его гарантированное включение. Информация о состоянии включаемого фрикциона получается на основе анализа значений частот вращения валов коробки передач с учетом передаточного числа включаемой передачи.

Значительное влияние на характеристики переключения передач оказывает управление фрикционом блокирования ГДТ. Время опережения разблокирования ГДТ определяли при моделировании относительно  $t_{\phi 20}$ . Принимали следующие значения:  $t_{6\pi}=0$ ;  $t_{6\pi}=-0,2$  с;  $t_{6\pi}=-0,4$  с.

На рис. 2 приведена динамическая модель, отображающая физические свойства всех компонентов исследуемой системы: двигателя; гидротрансформатора; коробки передач с демультипликатором; главной передачи; ведущих и ведомых колес; поступательно движущейся массы автомобиля.

На динамической модели обозначены параметры всех элементов системы и воздействий внешней среды.

Сосредоточенные массы с моментами инерции  $J_{_{\rm ДВ}},\ J_{_{\rm H}},\ J_{_{\rm T}},\ J_{_{\rm K\Pi.BX}},\ J_{_{\rm K\Pi.BЫX}},\ J_{_{\rm Д.BX}},\ J_{_{\rm Д.BЫX}},\ J_{_{\rm ГП}},\ J_{_{\rm BB}}$ ,  $J_{_{\rm III}},\ J_{_{\rm MA}}$  отображают инерционные свойства соответственно двигателя, насосного и турбинного колес гидротрансформатора, коробки передач, демультипликатора, главной и колесной передач, шин ведущих колес и поступательно движущейся массы автомобиля с учетом моментов инерции ведомых колес. Упругие элементы с коэффициентами жесткости  $c_1, c_2, ..., c_6$ , отображают упругие свойства соединения двигателя с гидромеханической передачей, вала турбины ГДТ, коробки передач, карданной передачи к ведущему мосту, полуосей и окружной жесткости шин ведущих колес. Коэффициенты демпфирования  $\mu_1, \, \mu_2, \, ..., \, \mu_6$ учитывают диссипацию энергии элементами соединений механизмов трансмиссии и шин.

Внешние воздействия на систему: вращающий момент двигателя  $M_{\rm дB}$ ; момент сопротивления качению ведущих колес автомобиля  $M_{f\, \rm BK}$ ; суммарный момент сопротивления движению автомобиля  $M_{\rm c}$ , учитывающий сопротивление, обусловленное продольным уклоном дороги, сопротивление воздуха и сопротивление качению ведомых колес  $M_{f\, \rm HK}$ . В модели отображены также моменты насосного  $M_{\rm H}$  и турбинного  $M_{\rm T}$  колес ГДТ, моменты трения фрикционов: блокировки ГДТ  $M_{\rm \Phi.6\pi}$ , коробки передач  $M_{\rm \Phi.K\Pi}$ ,  $M_{\rm \Phi.K\Pi}$ , демультипликатора  $M_{\rm \Phi.Z.H}$ ,  $M_{\rm \Phi.Z.B}$  и момент сцепления ведущих колес с дорогой  $M_{\rm \phi}$ .

Передаточные числа коробки передач  $u_{\text{кп}i} = u'_{\text{кп}i}u''_{\text{кп}i}, \ u_{\text{кп}i+1} = u'_{\text{кп}i+1}u''_{\text{кп}i+1}, \ демультипли-катора <math>u_{\text{д.н}}, \ u_{\text{д.в}}, \$ главной передачи  $u_{\text{гп}}, \$ колесной передачи  $u_{\text{кол}}.$ 

Составим дифференциальные уравнения движения сосредоточенных масс динамической системы (топологические уравнения):

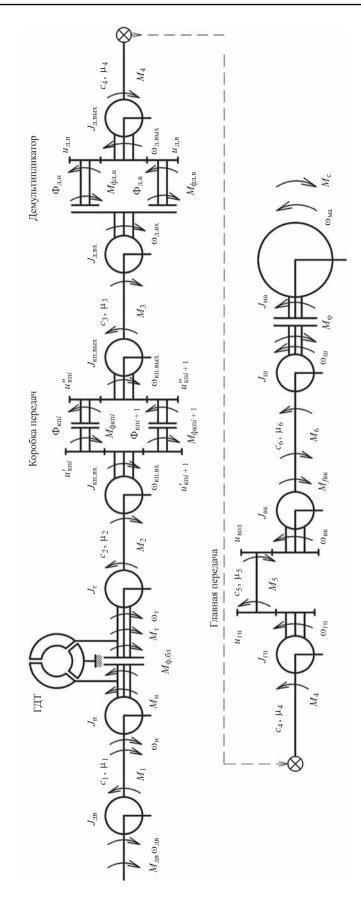


Рис. 2. Динамическая модель системы двигатель — гидротрансформатор — коробка передач — демультипликатор — главная передача — ве-дущие колеса — поступательно движущаяся масса автомобиля — дорога

$$\begin{split} \frac{d\phi_{\text{RB}}}{dt} &= (M_{\text{AB}} - M_{1})/J_{\text{AB}}; \\ \frac{d\phi_{\text{H}}}{dt} &= \left[ M_{1} - M_{\text{H}} - M_{\Phi,\delta,n} \text{sign} \left( \phi_{\Phi,\delta,n} \right) \left( 1 - L_{\Phi,\delta,n} \right) - M_{2} L_{\Phi,\delta,n} P_{\Phi,\delta,n} \right] / \left( J_{\text{H}} + J_{\text{T}} L_{\Phi,\delta,n} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{T}}}{dt} &= \left[ M_{1} L_{\Phi,\delta,n} P_{\Phi,\delta,n} + M_{\text{T}} + M_{\Phi,\delta,n} \text{sign} \left( \phi_{\Phi,\delta,n} \right) \left( 1 - L_{\Phi,\delta,n} \right) - M_{2} \right] / \left( J_{\text{H}} L_{\Phi,\delta,n} + J_{\text{T}} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{KII,BMX}}}{dt} &= \left[ M_{2} - M_{\Phi,\text{KII}} \text{sign} \left( \phi_{\Phi,\text{KII}} \right) \left( 1 - L_{\Phi,\text{A}} \right) u'_{\text{KII}} \eta'_{\text{KII}} - M_{3} L_{\Phi,\text{KII}} P_{\Phi,\text{KII}} / \left( u_{\text{KII}} \eta_{\text{KII}} \right) \right] / \left( J_{\text{KII,BMX}} L_{\Phi,\text{KII}} u'_{\text{KII}} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{KII,BMX}}}{dt} &= \left[ M_{2} L_{\Phi,\text{KII}} P_{\Phi,\text{KII}} u_{\text{KII}} \eta_{\text{KII}} + M_{\Phi,\text{KII}} \text{sign} \left( \phi_{\Phi,\text{KII}} \right) \left( 1 - L_{\Phi,\text{KII}} \right) u''_{\text{KII}} \eta''_{\text{KII}} \eta''_{\text{KII}} M_{3} \right] / \left( J_{\text{KII,BX}} L_{\Phi,\text{KII}} u'_{\text{KII}} + J_{\text{KII,BBMX}} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{A,BX}}}{dt} &= \left[ M_{3} - M_{\Phi,\text{A}} \text{sign} \left( \phi_{\Phi,\text{A}} \right) \left( 1 - L_{\Phi,\text{A}} \right) - M_{4} L_{\Phi,\text{A}} P_{\Phi,\text{A}} / \left( u_{\text{A}} \eta_{\text{A}} \right) \right] / \left( J_{\text{A,BX}} L_{\Phi,\text{A}} u'_{\text{A}}^{2} + J_{\text{A,BBMX}} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{B,BMX}}}{dt} &= \left[ \left( M_{3} L_{\Phi,\text{A}} P_{\Phi,\text{A}} + M_{\Phi,\text{A}} \text{sign} \left( \phi_{\Phi,\text{A}} \right) \left( 1 - L_{\Phi,\text{A}} \right) \right) u_{\text{A}} \eta_{\text{A}} - M_{4} \right] / \left( J_{\text{A,BX}} L_{\Phi,\text{A}} u'_{\text{A}}^{2} + J_{\text{A,BBMX}} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{B,BMX}}}{dt} &= \left[ M_{4} - M_{5} / \left( u_{\text{FII}} \eta_{\text{FII}} \right) \right] / J_{\text{FII}}; \\ \frac{d\phi_{\text{B,BM}}}{dt} &= \left( M_{5} u_{\text{KOI}} \eta_{\text{KOI}} - M_{6} - M_{f \text{BK}} \right) / J_{\text{BK}}; \\ \frac{d\phi_{\text{B,BM}}}{dt} &= \left[ M_{6} L_{\phi} P_{\phi} + M_{\phi} \left( 1 - L_{\phi} \right) - M_{c} \right] / \left( J_{\text{III}} L_{\phi} + J_{\text{Ma}} L_{\phi} \right); \\ \frac{d\phi_{\text{Ma}}}{dt} &= \left[ M_{6} L_{\phi} P_{\phi} + M_{\phi} \left( 1 - L_{\phi} \right) - M_{c} \right] / \left( J_{\text{III}} L_{\phi} + J_{\text{Ma}} \right), \end{aligned}$$

где  $\omega_{\text{d}i}$  — относительная угловая скорость скольжения фрикционных дисков;  $L_{\Phi i}$  — дискретная функция замыкания фрикциона (при  $L_{\Phi i}=0$  фрикцион буксует; при  $L_{\Phi i}=1$  — замкнут);  $P_{\Phi i}$  — дискретная функция размыкания фрикциона (при  $P_{\Phi i}=1$ фрикцион находится в замкнутом состоянии; при  $L_{\Phi i} = 0$  наступает условие его размыкания). Значение  $\omega_{\Phi i}$  вычисляется по формуле

$$\omega_{\Phi i} = \omega_{\Phi, BXi} - \omega_{\Phi, BIXi}, \qquad (2)$$

где  $\omega_{\Phi, \text{вх}i}$  и  $\omega_{\Phi, \text{вых}i}$  — соответственно угловые скорости ведущих и ведомых дисков фрикционов.

Функции  $L_{\Phi i}$  и  $P_{\Phi i}$  определяются по формулам:

$$L_{\Phi i} = \begin{vmatrix} 1 & \text{при } \omega_{\Phi i} \leq \Delta \omega; \\ 0 & \text{при } \omega_{\Phi i} > \Delta \omega; \end{vmatrix}$$
 (3)

$$P_{\Phi i} = 0.5 \left\{ 1 + \operatorname{sign} \left[ M_{\Phi i} - \left| M_{BX} - J_{BX} \dot{\omega}_{BX} \right| u_i \eta_i \right] \right\}, (4)$$

где  $\Delta\omega$  — допустимое значение  $\omega_{\Phi i}$ , определяющее условие блокирования фрикциона;  $M_{\rm px}$  суммарный момент упругого и диссипативного элементов на входе i-го фрикциона;  $J_{\rm BX},\ u_i,\ \eta_i$ момент инерции массы, передаточное число и кпд зубчатой передачи на входе і-го фрикциона;

 $\dot{\omega}_{\text{вх}}$  — угловое ускорение массы  $J_{\text{вх}}$ . Моменты  $M_1,\,M_2,\,...,\,M_6$  отображают суммарные воздействия упругих и диссипативных элементов, соединяющих между собой соответствующие сосредоточенные массы системы (см. рис. 2). Вычисление их осуществляется по формуле

$$M_i = c_i \Delta \varphi_i + \mu_i \Delta \omega_i, \tag{5}$$

где  $\Delta \varphi_i$  — угловая деформация i-го упругого элемента;  $\Delta\omega_i$  — относительная угловая скорость поворота соединяемых сосредоточенных масс.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- Тарасик В. П., Горбатенко Н. Н., Плякин Р. В. Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей карьерных самосвалов БелАЗ // Грузовик. — 2011. — № 2. — С. 2—11.
- Мехатронная система автоматического управления гидромеханической передачей мобильной машины / В. П. Тарасик, Н. Н. Горбатенко, Р. В. Плякин, В. С. Савицкий // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. — № 2. — С. 68—80.
- Тарасик В. П., Плякин Р. В. Алгоритмы автоматического переключения передач автомобиля с гидромеханической трансмиссией // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. — 2015. —
- Тарасик В. П., Романович Ю. С. Исследование процесса переключения передач карьерного самосвала с гидромеханической передачей // Вестн. Белорус.-Рос. унта. — 2015. — № 1. — С. 50—61.
- Прогнозирование нагруженности механизмов гидромеханической трансмиссии карьерного самосвала на основе математического моделирования / В. П. Тарасик и др. // Грузовик. — 2013. — N 6. — С. 24—36. **Тарасик В. П.** Математическое моделирование переключе-
- ния передач с перекрытием характеристик управления // Автомобильная промышленность. — 2016. —  $\mathbb{N}$  7. — С. 10—18.
- Тарасик В. П. Математическое моделирование технических систем: учебник. — Минск: Новое знание; М.: ИНФРА-М, 2017. — 592 c.

## УДК 629.113

**А. В. Крайнюков,** канд. техн. наук, доцент, **И. Н. Жегалов,** адъюнкт, Рязанское высшее воздушно-десантное командное училище имени генерала армии В. Ф. Маргелова E-mail: zhegalov-vanya@yandex.ru

# ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СОКРАЩЕНИЯ ВРЕМЕНИ НА ПОДГОТОВКУ ДИЗЕЛЯ К ПУСКУ В УСЛОВИЯХ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУР

В статье представлены результаты исследования процесса предпусковой подготовки дизеля при дополнительной ультразвуковой обработке моторного масла.

Ключевые слова: холодный климат, пуск дизеля, моторное масло, вязкость, ультразвук.

The article presents the results of a study of the pre-start preparation of a diesel engine with additional ultrasonic treatment of engine oil.

Keywords: cold climate, diesel starting, engine oil, viscosity, ultrasound.

Характерной особенностью географического положения Российской Федерации является наличие значительной территории, занимаемой холодной зоной, общая площадь которой составляет 67,3 % всей территории страны. Холодная зона имеет среднемесячную температуру января в очень холодном районе от минус 15 до минус 50 °C, а минимальную и до минус 64 °C [1]. Зима продолжается здесь от 200 до 300 дней в году и сопровождается частыми сильными метелями и ветрами до 10 м/с, а, например, в Заполярной части Кольского полуострова, — и до 40 м/с, что делает природно-климатические условия еще более суровыми.

В результате влияния климатических факторов изменяются физико-химические свойства эксплуатационных материалов и деталей машин, ухудшаются пусковые качества двигателей, резко возрастают сопротивления прокручиванию валов и зубчатых колес в агрегатах машин, ухудшаются условия движения и усложняются условия труда водителей и обслуживающего персонала, занятого техническим обслуживанием и ремонтом машин. Однако из всего комплекса проблем, возникающих в процессе зимней эксплуатации автомобилей, наиболее сложной является проблема пуска их двигателей при безгаражном хранении.

Известно, что пуск двигателя в условиях низких температур окружающего воздуха затрудняется из-за сложности создания пусковой частоты вращения коленчатого вала, ухудшения условий смесеобразования и воспламенения смеси. Для дизельного двигателя эти причины обусловлены

понижением температуры моторного масла, аккумуляторной батареи, дизельного топлива, всасываемого воздуха, деталей двигателя и некоторыми особенностями его пусковых качеств.

Предпусковой подогрев является одним из распространенных и эффективных способов облегчения пуска двигателей при низких температурах окружающего воздуха.

Отечественной промышленностью выпускаются жидкостные предпусковые подогреватели, где в качестве топлива могут быть использованы бензин, дизельное топливо или сжиженный газ.

Подогрев моторного масла в картере или баке происходит посредством проведения в них трубы для отработавших газов подогревателя. Температура отработавших газов на выходе из подогревателя составляет не более 350 °С. В условиях критических температур окружающего воздуха (до минус 60 °С) при подходе к масляному баку или картеру температура отработавших газов снижается минимум в 2 раза. Подогрев масла происходит локально, не по всему объему. Графически процесс подогрева масла и охлаждающей жидкости представлен на рис. 1.

Подогрев охлаждающей жидкости происходит значительно быстрее, чем подогрев масла. Пуск дизеля возможен уже при температуре охлаждающей жидкости 60 °C, но по причине медленного нагрева масла время предпускового подогрева увеличивается, и зачастую выходит за рамки предъявляемых норм.

В последние годы значительно возрос интерес к возможности применения физических методов

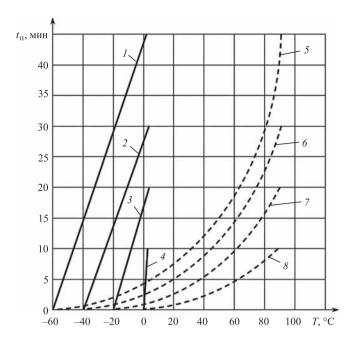


Рис. 1. Продолжительность предпускового подогрева моторного масла (1—4) и охлаждающей жидкости (5—8)

снижения вязкости, в частности, ультразвуковых технологий. Преимущество ультразвуковой обработки перед многочисленными способами улучшения структурно-механических свойств нефтяных дисперсных систем и методами борьбы с отложениями является его низкая энергозатратность, высокий коэффициент полезного действия, техническая и экологическая безопасность.

Обзор научных работ показал, что структурнореологические свойства жидких углеводородов изменяются после обработки в ультразвуковом поле. Так, подобные способы используют для снижения вязкости нефти при ее добыче и транспортировке, для оптимизации вязкостно-температурных и энергетических свойств дизельных и тяжелых нефтяных топлив в условиях низких температур. Но в литературе отсутствует информация, касающаяся механизма действия ультразвука, объясняющего поведение моторного масла в условиях акустического воздействия. В связи с этим сравнительное исследование моторного масла до и после ультразвуковой обработки представляет научный и практический интерес.

Масло, как продукт переработки нефти, относят к структурированным нефтяным дисперсным системам (НДС). НДС характеризуются наличием частиц дисперсной фазы, дисперсионной среды и межфазной границей раздела фаз, а следовательно, коллоидно-химическими и структурно-механическими свойствами. Для нефтяных систем характерно наличие дисперсной фазы, причинами

образования которой являются межмолекулярные связи и фазовые превращения [2].

Углеводородные и неуглеводородные компоненты нефтяных дисперсных систем склонны к ассоциации за счет сил межмолекулярного взаимолействия.

НДС являются типичными неньютоновскими жидкостями. Реологические свойства, а также форма, размер и структура частиц дисперсной фазы НДС существенно зависят от их состава и, в первую очередь, от наличия и строения основных структурообразующих компонентов, к которым относят парафины.

Твердые углеводороды — это алканы с числом углеродных атомов в молекуле более  $C_{17}$  (температура плавления выше 22 °C), естественную смесь которых называют парафином, и церезины — смесь высокомолекулярных аренов и в меньшем количестве алканов.

При температурах, близких к температуре кристаллизации, в нефтяных системах сосуществуют сложные структурные единицы (ССЕ) высокомолекулярных *н*-алканов. В результате понижения температуры из масла выделяются кристаллы *н*-алканов, число которых увеличивается постепенно в силу значительной разности температур плавления отдельных углеводородов. При этом изменяются как размеры ССЕ, так и их число в единице объема в зависимости от условий кристаллизации [3].

ССЕ, образованная из молекул *н*-алканов за счет дисперсионных взаимодействий в условиях кристаллизации, представляет собой ассоциат с параллельной укладкой молекул. При переходе к высокомолекулярным *н*-алканам возрастает склонность молекул к взаимодействию и ассоциации. Низкомолекулярные *н*-алканы обладают высокой подвижностью и меньшим поверхностным натяжением, благодаря чему происходит их концентрация в сольватном слое ССЕ.

Для НДС при понижении температуры характерен переход от ньютоновских к неньютоновским свойствам. Согласно современным представлениям при повышенной температуре (выше температуры плавления) молекулы парафина, содержащиеся в НДС, находятся в растворенном состоянии, и масло представляет собой свободнодисперсную или псевдопластичную жидкость. При понижении температуры масла изменяется пространственное положение молекул н-алканов, уменьшается энергия их теплового движения и снижается растворяющая способность легких фракций НДС. В дальнейшем вследствие насыщения и пересыщения раствора парафина происходит образование первичных центров кристаллизации и их рост. При температуре, близкой к температуре кристаллизации парафина масла, увеличиваются

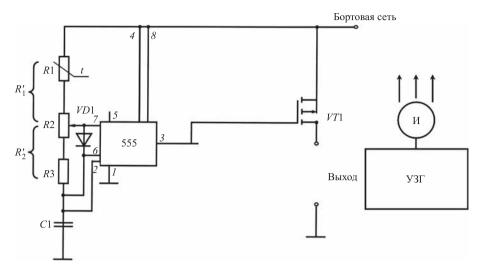


Рис. 2. Устройство автоматического прерывания ультразвукового сигнала

размеры и число кристаллических структур, что приводит к образованию пространственной трехмерной сетки по всему объему НДС, сильно разветвленные алканы при этом образуют аморфную фазу [4]. Формирование структурной сетки характеризуется возникновением связнодисперсной системы, обладающей вязкопластичными свойствами.

Ультразвук влияет на изменение низкотемпературных физико-химических характеристик продукта, разрушая межмолекулярные связи, однако для временного снижения вязкости моторного масла в условиях низких температур с сохранением его эксплуатационных свойств необходимо достижение достаточной для деструкции интенсивности облучения при заданной частотной характеристике, но не превышающей порогового значения, при котором происходит безвозвратное разрушение химических (валентных и ковалентных) связей между атомами. На высокотемпературные характеристики ультразвуковая обработка не влияет. Структура замороженного масла, обработанного ультразвуком, схожа со структурой масла при положительных температурах.

Временная, с последующим восстановлением первоначального состояния, деструкция полимерных цепочек углеводородов в составе масла на более легкие молекулы наблюдается при низкой интенсивности облучения до 10 Вт/см<sup>2</sup>, а безвозвратная деструкция при плотности более 10 Вт/см<sup>2</sup> в течение нескольких часов [5].

Анализ химического состава моторного масла показал, что до 30 % компонентов масла составляют присадки различного рода. Большинство присадок — разнообразные соединения металлов. Внутри молекул этих веществ связи значительно прочнее, чем в полимерных цепочках углеводородных соединений масла [6].

Для обеспечения сохранения качеств при интенсификации химических реакций в производстве лекарственных препаратов ультразвуковую обработку производят серийно — с перерывами, по продолжительности аналогичными периоду ультразвукового облучения [7].

В электрическую цепь от бортовой сети автомобиля до пьезоэлектрического излучателя в картере или масляном баке необходимо включить дополнительно устройство автоматического прерывания ультразвукового сигнала, электрическая схема которого представлена на рис. 2.

Для подтверждения результатов теоретического исследования процесса пьезоэлектрической ультразвуковой обработки моторного масла с целью поддержания требуемой вязкости в условиях низких температур, а также оценки его эксплуатационных свойств после обработки спланированы и проведены экспериментальные исследования и эксплуатационные испытания.

Полученные в ходе опытных испытаний результаты подтверждают теоретические исследования об эффективности способа пьезоэлектрической ультразвуковой подготовки смазочной системы дизеля к эксплуатации в условиях низких температур, что позволяет сделать вывод о сокращении времени на предпусковую подготовку дизеля в зависимости от температуры окружающей среды в среднем на 14 мин.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Второй оценочный доклад об изменениях климата и их последствиях на территории Российской Федерации. Общее резюме. М.: РОСГИДРОМЕТ, 2014. 61 с.
- 2. **Сафиева Р. 3.** Химия нефти и газа. Нефтяные дисперсные системы: состав и свойства (часть 1): учебное пособие. М.: РГУ нефти и газа им. И. М. Губкина, 2004. 112 с.
- 3. **Зимон А. Д., Лещенко Н. Ф.** Коллоидная химия. М.: Агар, 2003. 317 с.
- 4. **Шукин Е. Д., Перцов А. В., Амелина Е. А.** Коллоидная химия. М.: Изд-во Моск. Ун-та, 1982. 445 с.
- 5. **Аникин В. С., Аникин В. В.** Технология добычи и переработки нефти с гидродинамическим ультразвуковым депарафинизатором насосно-компрессорных труб. М.: Нефтяное хозяйство, 2006. 62 с.
- Моторные масла / Р. Балтенас, А. С. Сафонов, А. И. Ушаков, В. Шергалис. — М.—СПб.: Альфалаб, 2006. — 272 с.
- Применения ультразвука / Радж Балдев и др. М.: Техносфера, 2006. — 313 с.

УДК 620.1; 621.91:658.56

О. В. Жедь, канд. техн. наук, доцент, В. В. Копылов, канд. техн. наук, доцент,

Российский университет дружбы народов (РУДН)

E-mail: zhed ov@pfur.ru

# АНАЛИЗ ДЕФОРМАЦИЙ ВТУЛОК И КОЛЕЦ ПРИ ЗАЖИМЕ В КУЛАЧКОВЫХ ПАТРОНАХ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЙ И ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ ОСНАСТКИ

В работе изучается потеря точности формы контура отверстия втулок и деталей кольцеобразной формы вследствие упругих деформаций от сил зажима после обработки и последующего открепления. На этапах проведения физических экспериментов методом фотомеханики исследовались оптические модели кольцевых аналогов, которые вписываются в контуры деталей различной жесткости как ее несущая часть, например, зубчатых венцов, головок шатунов, маложестких деталей газотурбинных двигателей (ГТД), например, колец корпуса компрессора, турбины. По результатам исследования приводятся рекомендации по выбору технологической оснастки.

Ключевые слова: втулка, кольцо, фотомеханика, оптическая модель, точность формы отверстия.

The paper studies the loss of the accuracy of the shape of the contour of the hole in the sleeve and the annular shape of the parts due to elastic deformations from the clamping forces after processing and subsequent detachment. At the stages of physical experiments, optical models of ring analogues were studied using photomechanics, which fit into the contours of parts of different stiffness as its supporting part, for example, gear rivets, connecting rod heads, small parts of gas turbine engines (GTD), for example, turbines. Based on the results of the study, recommendations are given on the choice of tooling.

Keywords: bushing, ring, photomechanics, optical model, holes shape accuracy,

#### (Рисунки на 2—4-й полосах обложки)

В работе изучались модели втулок и деталей кольцеобразной формы в связи с потерей точности формы их отверстий вследствие упругих деформаций от сил зажима после обработки и последующего открепления [1, 2]. На первом этапе проведения физических экспериментов исследовались кольцевые аналоги, которые вписываются в контуры деталей различной жесткости, например, зубчатых венцов, головок шатунов, маложестких деталей газотурбинных двигателей (ГТД), например, колец корпуса компрессора, турбины [3]. По этой причине были выполнены эксперименты методом фотомеханики [4] по нагружению кольцеобразных моделей по схемам от двухкулачкового патрона до интегрального, отличающихся жесткостями, силами зажима. Приведем фотограммы этих моделей от различных по величине сил зажима в трехкулачковом патроне и сделаем сравнительную оценку их НДС на контуре отверстия. Сравним модель № 1 (самая жесткая в комплекте) и модель № 4 (самая нежесткая). Номера моделей помечены непосредственно на кольцах рис. 1.

Обработка фотограмм позволяет установить, что максимальный ход НДС в радиальном направлении на контурах отверстий этих моделей составляет n = 7 полос, а сила зажима отличается в 3 раза. Для жесткой модели № 1 составляет 720 Н (72 кгс), а для нежесткой модели № 4 всего 240 Н (24 кгс). Очевидно, что при равенстве сил зажима для обеспечения постоянства момента сил трения будем иметь значительно меньшее НДС для жесткой модели. По этой причине далее рассмотрим эксперименты с нежесткой моделью № 3 [5, 6] в самоцентрирующих двух- и трехкулачковых патронах технологической оснастки, применяемых в производстве для обработки колец и сравним полученные фотограммы в эксперименте с интегральным патроном у которого независимы направленные зажимы. Самоцентрирующие патроны, применяющиеся в производстве, отличаются от используемого в физическом эксперименте интегрального патрона. Каждый кулачок интегрального патрона является независимым направленным зажимом и самоцентрирование как

силовое, так и геометрическое по этой причине этой оснасткой не обеспечивается. Самоцентрирование патрона необходимо при реальной обработке поверхности отверстия кольца с целью обеспечения его концентричности относительно технологической базы (ТБ) внешнего контура кольца. Принцип самоцентрирующего механизма патрона имеет место система координат базовой поверхности кольца XY (ось O), которая совмещается с системой координат направленных зажимов самоцентрирующего механизма приспособления  $X_{\rm пр} Y_{\rm пр}$  (рис. 2, a).

Для однозначного определения положения двух координатных плоскостей ХУ технологической базы кольца с диаметром D в его механизме необходимо иметь не менее трех элементов конструкции приспособления, перемещающихся к центру 0 или от него в противоположном направлении и, обеспечивающие выполнение следующих условий функционирования: одновременности, однонаправленности и одинаковой скорости. В случае двух перемещающихся зажимных элементов (двухкулачковый самоцентрирующий патрон) один из них (кулачок) должен быть выполнен в виде жесткой призмы (рис. 2,  $\delta$ ), закон перемещения которой строго согласован с законом перемещения одиночного направленного зажима  $V_{\rm пл}$ , и выполняется при условии,  $V_{\rm пл} = V_{\rm пр} \sin \alpha/2$ . И только в этом случае все три вектора скоростей зажимного механизма, состоящие из скорости точки (a) —  $V_{\rm пл}$  и скоростей точек контакта рабочих поверхностей призмы  $(\emph{б}, \emph{e}) - \emph{V}_{\rm np1-B}$  и  $\emph{V}_{\rm np2-б}$ , направленных к оси 0базовой поверхности кольца равны между собой. Приведенное тригонометрическое соотношение для данного угла а призмы является обязательным условием самоцентрирования.

По этой причине скорость направленного зажима призма  $V_{\rm пp}$  должна быть больше скорости одиночного направленного зажима  $V_{\rm пл}$ , т. е. должно выполняться неравенство  $V_{\rm пp} > V_{\rm пл}$ . Самоцентрирующие механизмы обеспечивают высокую точность относительного положения обрабатываемых поверхностей и формирующихся размеров, заданных на детали от оси технологической базы ТБ. В рассматриваемом случае (рис. 2,  $\delta$ ) базовыми являются точки 5x, 4y, которые реализуют двойную опорную базу.

На этапах физического эксперимента выполнены нагружения модели кольца № 3 по схеме двухкулачкового самоцентрирующего патрона, у которого один кулачок — направленный одиночный зажим, а другой кулачок — жесткая при-

зма (рис. 3, 4). В результате изучения и обработки фотограмм, построения эпюр, анализа полученных данных выполненного физического эксперимента выявлено, что в схеме самоцентрирующего устройства для зажима кольца № 3 кулачком с жесткой призмой на участках растяжения неравномерность напряжений составляет ~20 %, а на участках сжатия более 25 %.

Пропорционально напряженному состоянию меняются деформации контура кольца вследствие действия сил трения на рабочих поверхностях направленного зажима кулачка призмы  $F_{\rm rp1}$  и  $F_{\rm rp2}$ , что приводит к дополнительному неравномерному искажению формы отверстия. В схеме двухкулачкового патрона с призмой возникают реакции опор  $R_1$  и  $R_2$ , которые направлены перпендикулярно рабочим поверхностям призмы. Но так как эти реакции в жесткой призме не являются независимо направленными зажимами, то от направленного действия зажимной силы Q возникают в опорных реакциях  $R_1$  и  $R_2$  силы трения  $F_{\text{тр.1}}$  и  $F_{\text{тр.2}}$ (рис. 4). Реакции опор совместно с силами трения образуют равнодействующие  $N_1$  и  $N_2$ , которые направлены под углом трения  $\phi_1$  и  $\phi_2$  по отношению к нормально расположенным реакциям опор  $R_1$  и  $R_2$ .

Если принять для реальных условий выполненных экспериментов углы трения  $\varphi_1 = \varphi_2 \approx 3^\circ...5^\circ$ , то коэффициенты трения соответственно варыруются в диапазоне  $f_1 = f_2 \approx 0,05...0,08$ . Силовой треугольник зажима модели кольца № 3 преобразуется в силовой многоугольник, в котором равнодействующие  $N_1$  и  $N_2$  определяются из силового треугольника  $QN_1N_2$  с учетом принятого масштаба величины силы зажима. Величины равнодействующих имеют несколько большие значения, чем реакции опор  $R_1$  и  $R_2$ . Кроме того, вектор их действия незначительно нарушает строгую относительную симметрию напряженного состояния в трех секторах контура отверстия с угловым шагом приложения сил зажима.

На фотограммах (рис. 4) в секторе отверстия модели кольца, который расположен в сторону кулачка призмы между реакциями опор  $R_1$  и  $R_2$  в сравнении с двумя другими секторами, наблюдается изменение напряженного состояния контура отверстия модели в сторону уменьшения напряжений сжатия до 0,5 полосы. Это явление можно объяснить дополнительным влиянием на напряженное состояние модели несколько искаженным направлением равнодействующих сил реакции опор вследствие учета сил трения в опорах призмы, которые создают тангенциальные составляющие.

Величина этих тангенциальных составляющих незначительна. Тем не менее на некоторых фотограммах, как отмечалось в работе [6], на участках растяжения наблюдается неравномерность контурных напряжений, которая составляет до 20 %, а на участках сжатия более 25 %. Сделанные выводы о влиянии сил трения в опорах кулачка призмы подтверждаются сравнением НДС фотограмм экспериментальных данных.

Нагружалась модель нежесткого кольца силами зажима по схеме аналога двухкулачкового патрона, состоящего из направленного одиночного зажима и кулачка призмы. Модель нагружалась последовательно двумя величинами сил зажима, а именно  $Q_{24}=240~{\rm H}$  и  $Q_{48}=480~{\rm H}$ . Фотограммы снимались сначала в поляризованном по кругу монохроматическом свете ртутной лампы, которые переводились в формат черно-белого изображения, а затем в белом свете.

Расшифровка изотропных зон и нулевых точек приведена на рис. 4,  $\theta$ — $\epsilon$  для вариантов нагружения модели кольца силой зажима  $Q_{24}$  = 240 H и  $Q_{48}$  = 480 H. Векторы этих сил помечены соответственно индексами 24 и 48, что соответствует их величинам, выраженных в кгс. Нулевые точки 7—12 на внешнем контуре и I— $\theta$  на внутреннем контуре кольца свидетельствуют о смене знака напряжений на соседних участках модели. Изотропные зоны в теле кольца плавно переходят в нулевые точки на его внешнем контуре. В радиальных сечениях, проходящих через изотропные зоны, также происходит смена знака напряжений в соседних участках напряженного тела модели кольца.

Воспользуемся изложенной методикой расшифровки цветной фотограммы и выполним на черно-белой фотограмме построение эпюр контурных напряжений  $\sigma_{\text{конт}}$  отверстия кольца. Для случая зажима силой  $Q_{48}$  построение контурной эпюры, а также эпюр  $\tau_{\text{макс}}$  в радиальных сечениях, приведем на отдельном рисунке (рис. 5). Таких сечений на фотограмме модели кольца три, и они помечены буквенными символами: a-a, b-b, b-a. Эти сечения проходят через точки максимальных контурных напряжений  $\sigma_{\text{конт}}$  отверстия кольца на участках сжатия. Все эпюры построены в масштабе полос n.

Проанализируем сначала контурную эпюру на отверстии модели кольца. Симметрично вектору силы  $Q_{48}$  направленного зажима между нулевыми точками 1 и 2 формируется участок растяжения (см. рис. 4,  $\epsilon$ ). Аналогично формируются участки растяжения контура отверстия

между нулевыми точками 3-4 и 5-6. Сравнивая величины максимальных значений растягивающих напряжений на этих трех участках, выявляем следующие их величины в полосах:  $n_{\text{макс}}^{\text{pact}(1-2)} = 6$  полос;  $n_{\text{макс}}^{\text{pact}(3-4)} = 5$  полос;  $n_{\text{макс}}^{\text{pact}(5-6)} = 5$  полос. На участках сжатия между точками 6-1, 2-3, 4-5 также наблюдается не равно напряженное состояние

В сечении a-a имеем  $n_{\text{макс}}^{\text{сж}(a-a)} = 5,4$  полосы, в сечении  $6-6-n_{\text{макс}}^{\text{сж}(6-6)} = 5,5$  полосы, и в сечении  $6-6-n_{\text{макс}}^{\text{сж}(B-B)} = 4$  полосы. Таким образом, и на участках волокон сжатия также имеет место неравномерное напряженное состояние.

Пропорционально напряженному состоянию меняются деформации контура отверстия модели кольца, что приводит дополнительно к неравномерному искажению формы отверстия. На наш взгляд, неравномерность НДС контура отверстия в рассматриваемой схеме зажима объясняется несимметричным действием силы направленного зажима  $Q_{48}$  и равнодействующих опорных реакций  $N_1$  и  $N_2$ , которые не являются направленными зажимами. Наличие в силовом многоугольнике сил трения  $F_{\text{тр,1}}$  и  $F_{\text{тр,2}}$  в опорных реакциях  $R_1$  и  $R_2$ позволяет перераспределить симметричное силовое поле, характерное для самоцентрирующего механизма с направленными зажимами. В результате имеем асимметричное НДС контура отверстия и, как следствие, дополнительное асимметричное искажение формы отверстия кольца.

Подводя окончательные итоги выполненным экспериментам по данным обработки фотограмм, очевидно, что на чистовом этапе следует применять технологическую оснастку для зажима нежесткой обрабатываемой детали (кольца) с большим числом одиночно направленных зажимных элементов в виде интегральных, мембранных патронов или патронов с гидропластом, что значительно минимизирует или практически исключит влияние сил зажима на искажение формы отверстия втулок или колец, а также деталей, в основе конструкции которых имеется кольцо или втулка, например нежестких зубчатых венцов (рис. 6). Мембранные патроны могут иметь плоскую или коробчатую мембрану с числом кулачков n = 3...12. Патроны с малым числом кулачков (n = 3...5) при прочих равных условиях надежнее крепят заготовку, а с большим числом кулачков (n = 10...12) обеспечивают лучшую круглость (минимальное отклонение от правильной цилиндрической формы) обработанной поверхности центрального отверстия. Не следует забывать, что в реальном производстве выбор технологической оснастки учитывает его масштабы. В крупносерийном

производстве дорогостоящая оснастка окупится, а в мелкосерийном производстве, скорее нет. По этой причине экономический фактор оказывает значительное влияние на окончательный выбор технологической оснастки.

В варианте на рис. 6, a венец базируется по внешнему контуру зуба и к каждому зубу приложено усилие P = 6 кгс (n = 1 полоса в дисковых динамометрах), что превышает в 1,5 раза исходное условие равенства момента сил трения для всех вариантов схемы зажима. Полученная фотограмма свидетельствует о равномерном сжатии контура по всему периметру отверстия. Полоса первого порядка расположена в теле модели концентрично на некотором расстоянии от контура отверстия венца. А с контуром отверстия сливается зарождающаяся полоса второго порядка. На основании этой фотограммы можно утверждать, что силы зажима венца в интегральном патроне по его внешнему контуру, вызывающие упругие деформации контура отверстия, не исказят его формы, а только уменьшат номинальный диаметр отверстия. Аналогичный вывод можно сделать по фотограмме (рис. 6,  $\delta$ ) для случая базирования по эвольвенте зубьев венца, на которой максимальный порядок полосы сжимающих напряжений на контуре отверстия равен одной полосе.

По этой причине патроны с малым числом кулачков следует применять при обработке жестких, толстостенных заготовок при повышенных (интенсивных) режимах резания, а с большим числом кулачков на операциях окончательной

(финишной) обработки нежестких, тонкостенных заготовок с высокими требованиями к круглости поверхности центрального отверстия.

Точность размера обрабатываемого отверстия будет корректироваться за счет настройки положения режущего инструмента с учетом равномерного по всему контуру отверстия искажения его формы.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Маталин А. А.** Технология машиностроения: Учебник. 3-е изд., стер. СПб.: Издательство "Лань", 2010. 512 с.
- 2. **Основы** технологии машиностроения / Под ред. В. С. Корсакова. М.: Машиностроение, 1977. 416 с.
- 3. **Галузина Т. В., Поляков А. В.** Исследование изменений формы и расположения кольцевых заготовок малой жесткости // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета. -2011. № 3 (27). C. 222-225.
- 4. **Кошеленко А. С., Позняк Г. Г.** Теоретические основы и практика фотомеханики в машиностроении. М.: Издательский дом "Граница", 2004. 296 с.
- Рогов В. А., Кошеленко А. С., Жедь О. В., Хишова Е. С. Исследование методом фотомеханики напряженно-деформированного состояния зубчатого венца, вызванного зажимом в самоцентрирующем патроне на этапах механической обработки // Грузовик. — 2016. — № 2. — С. 19—22.
- Жедь О. В., Копылов В. В. Напряженно-деформированное состояние втулок в зависимости от сил зажима в самоцентрирующем патроне // Грузовик. 2018. № 11. С. 24—28.

## Совместно с турецкой компанией

ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) и турецкая компания Tirsan Kardan подписали протокол о намерениях создания совместного предприятия по производству карданных валов на территории России.

Протокол был подписан на 86-й Измирской международной выставке в Турции. Со стороны "КАМАЗа" документ подписал генеральный директор компании Сергей Когогин, с турецкой стороны подписантом выступил председатель совета директоров группы компаний "Тирьякилер" Мехмет Тирьяки. Также в мероприятии приняли участие президент Татарстана Рустам Минниханов и министр энергетики России Александр Новак.

"СП будет называться "Тирсан-Кама" и его цель — производство и поставка карданных валов на конвейеры коммерческой техники РФ и СНГ", — говорится в пресс-релизе к соглашению. Планируется, что будущее предприятие будет располагаться на территории Камского индустриального парка "Мастер".

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

УДК 656.072

**С. В. Булатов,** аспирант, Оренбургский государственный университет, Российская Федерация

E-mail: bul.sergey2015@yandex.ru

# ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОЦЕНКИ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА ПАССАЖИРСКОМ АВТОТРАНСПОРТНОМ ПРЕДПРИЯТИИ

В статье проведен анализ работ ученых, которые занимались оценкой эффективности работы подвижного состава пассажирского автотранспортного предприятия. Поставлены и решены задачи для обеспечения необходимой эффективности при помощи экономического критерия, учитывающего величину затрат на техническое обслуживание и ремонт подвижного состава с учетом фактора времени.

**Ключевые слова:** пассажирское автотранспортное предприятие, запасные части и материалы, техническое обслуживание и ремонт, подвижной состав, критерий эффективности.

The article analyzes the works of scientists who were engaged in the assessment of the efficiency of the rolling stock of passenger motor company. Posed and solved problems to ensure the efficiency of using the economic criterion, taking into account the amount of expenses for maintenance and repair of rolling stock taking into account the time factor.

**Keywords:** passenger motor transport enterprise, spare parts and materials, maintenance and repair, rolling stock, efficiency criterion.

Пассажирские автотранспортные предприятия (ПАТП), на которых выполняются техническое обслуживание (ТО) и ремонт (Р) подвижного состава стремятся к минимизации простоев, а также затрат на соответствующие операции. Обеспечить эффективность работы ПАТП можно решением следующих задач:

- проведение мероприятий по проведению ТО подвижного состава;
- проведение мероприятий, устраняющих возникшие сбои транспортного процесса и вызванные ими последствия.

Для решения этих задач необходимо соотнести показатели перевозочного процесса (объем перевозок, эксплуатационные затраты и т. д.) с показателями работы парка подвижного состава (коэффициент технической готовности, затраты на поддержание работоспособности и т. д.), технико-экономическую оценку маршрутов движения.

Вопрос оценки эффективности работы ПАТП рассматривался многими научными исследователями [3—8], анализ которых позволил сделать

вывод о том, что при оценке эффективности ученые используют показатель удельных эксплуатационных затрат.

Величина этого показателя зависит от условий эксплуатации подвижного состава на маршруте, особенно городском; технико-эксплуатационных характеристик каждой марки автобуса; системы и организации ТО и Р; системы обеспечения подвижным составом, запасными частями и материалами; состояния производственно-технической базы (ПТБ); квалификации персонала [1, 9, 10].

Механизм оценки эффективности работы ПАТП основан на технико-экономической оценке и структурно-производственном анализе.

В качестве исходных данных используются показатели по принятой на ПАТП системе учета ТО и Р (периодичность, трудоемкость, нормы расхода запасных частей и материалов и т. д.), парку подвижного состава (марочная и возрастная структуры, численность, пробег с начала эксплуатации, техническое состояние подвижного состава и т. д.), производственно-технической

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

базе (мощность, производительность, уровень механизации).

Показатель эффективности использования подвижного состава с экономической точки зрения ( $\mathfrak{I}_{\mathfrak{I}}$ ) проводится на основе сравнения фактических ( $\mathfrak{I}^{\Phi}$ ) и плановых ( $\mathfrak{I}^{\Pi}$ ) затрат на перевозки:

$$\Theta_{\Theta} = 1 - (3^{\Phi} - 3^{\Pi})/3^{\Phi}.$$
 (1)

Наряду с экономической оценкой, производится также оценка эффективности использования подвижного состава по производительности. При этом используется формула, по которой определяется транспортная работа (W):

$$W = \coprod_{\kappa} \alpha_{\rm B} q \gamma v_{\rm B} (T_{\rm H} - T_{\rm O}), \tag{2}$$

где  $Д_{\rm K}$  — календарные дни;  $\alpha_{\rm B}$  — коэффициент выпуска на линию; q — номинальная пассажировместимость автобуса, пасс.;  $\gamma$  — коэффициент использования пассажировместимости автобуса;  $v_{\rm 3}$  — средняя эксплуатационная скорость автобуса, км/ч;  $T_{\rm H}$  — время в наряде, час;  $T_{\rm 0}$  — время, затраченное автобусами при "нулевом" пробеге, час.

Далее по отчетным данным определяются фактический объем транспортной работы ( $W^{\Phi}$ ) и по формуле (3) находится показатель эффективности использования подвижного состава по производительности ( $\Theta_W$ ):

$$\mathfrak{I}_W = 1 - (W - W^{\Phi})/W. \tag{3}$$

Интегральный показатель эффективности использования подвижного состава  $(9_3)$  находится по формуле

$$\Theta^{N} = \Theta^{K} \Theta^{J} \Theta^{M}. \tag{4}$$

Оценка работоспособности подвижного состава осуществляется на основе структурно-производственного анализа [7].

Данный анализ начинается с определения планового коэффициента технической готовности, далее находятся плановый  $(\beta_P^{\Pi})$  и фактический  $(\beta_P^{\Phi})$  удельные простои в ТО и Р [2, 11, 12].

Окончательный выбор мероприятий осуществляется по экономическому критерию (5) с учетом фактора времени:

$$3_{O} = \frac{3(X_{\Pi p})\Delta X_{\Pi p}}{T_{i}} + \frac{3(t_{\Pi p})\Delta t_{\Pi p}}{T_{i}} + \frac{3(t)\Delta t}{T_{i}} \rightarrow \min, (5)$$

где  $3_{\rm O}$  — общие затраты по каждому варианту;  $3(X_{\rm np})$  — затраты, связанные с изменением

наработки;  $\Delta X_{\rm пp}$  — изменение средней наработки на простой;  $3(t_{\rm np})$  — затраты, связанные с изменением среднего времени простоя;  $\Delta t_{\rm np}$  — изменение среднего времени простоя; 3(t) — затраты, связанные с изменением величины потерь линейного времени;  $\Delta t$  — изменение величины потерь линейного времени;  $T_i$  — время реализации i-го мероприятия.

Анализ полученных зависимостей показывает, что по мере снижения линейной надежности подвижного состава, норматив удельных эксплуатационных затрат должен увеличиваться. При этом норматив удельных эксплуатационных затрат при различной линейной надежности имеет как различные абсолютные значения параметра, так и различные интенсивности его изменения. При снижении линейной надежности интенсивность изменения норматива удельных эксплуатационных затрат увеличивается. Дополнительное увеличение норматива удельных эксплуатационных затрат при снижении показателя работоспособности подвижного состава на линии связано с обеспечением работы технической помощи на линии и резервированием исправного подвижного состава с последующим его введением в действие при отказе линейных автобусов.

Зная параметры работоспособности, можно определить общие удельные эксплуатационные затраты по каждой марке автобуса для обеспечения запланированной регулярности движения и линейной работоспособности. Они будут слагаться из себестоимости перевозок и удельных затрат, связанных с устранением линейных отказов.

$$3_{\mathfrak{H}} = C_{V\mathfrak{H}} + C_{3\mathfrak{O}},$$
 (6)

где  $C_{\rm Y9}$  — удельные эксплуатационные затраты, руб/км;  $C_{\rm 30}$  — удельные затраты, связанные с устранением линейных отказов, руб/км.

Анализ полученных теоретических закономерностей показывает, что при применении "холодного" резерва наименьшие значения общих удельных эксплуатационных затрат обеспечиваются при регулярности движения 70 % (при "горячем" резерве — 90...100 %). При этом оплата труда резервного водителя влияет на общие удельные эксплуатационные затраты.

Таким образом, для повышения эффективности работы подвижного состава необходимо применять "горячий" резерв исправных автобусов в сочетании с технической помощью на линии. Сокращение удельных простоев в ТО и Р и потерь линейного времени являются важнейшими направлениями повышения эффективности работы ПАТП.

# ГОРОДСКОЙ ПАССАЖИРСКИЙ НАЗЕМНЫЙ ТРАНСПОРТ

Результаты проведенных исследований позволяют сформулировать критерий для оценки эффективности работы ПАТП, который может быть представлен в следующем виде:

$$\Pi_{\Theta} = \sum_{i=1}^{n} 3 \sum_{y,z}^{\Phi} \sqrt{\sum_{i=1}^{n} 3 \sum_{y,z}^{\Pi}},$$
(7)

где  $\Pi_{\Im}$  — показатель эффективности работы ПАТП;  $\sum\limits_{i=1}^{n} 3^{\Phi}_{\sum_{y_{\pi}}}$  — фактические удельные затраты

на поддержание работоспособности для i-й модели автобуса, руб/1000 км;  $\sum\limits_{i=1}^n 3^\Pi_{\sum y_{\rm d}}$  — плановые

удельные затраты на поддержание работоспособности для i-й модели автобуса, руб/1000 км; n — количество марок автобусов в парке ПАТП.

Работа ПАТП оценивается положительно, если  $\Pi_{\Im} \leqslant 1$  при условии выполнения запланированных рейсов регулярности движения и объемов перевозок при нормативном экологическом влиянии подвижного состава и производственно-технической базы на окружающую среду.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Булатов С. В.** Оценка долговечности и планирование расходов запасных частей // Проблемы исследования систем и средств автомобильного транспорта: сборник статей. Вып. 1. Тула: Изд-во ТулГУ, 2017. С. 86—91.
- Булатов С. В. Стратегия организации комплексной замены деталей при ремонте узлов и агрегатов автобусов на пассажирском автотранспортном предприятии // Автотранспортное предприятие. 2016. № 12. С. 34—38.
- 3. **Власов В. М.** Оценка и проектирование организационно-технологического обеспечения производства ТО и ремонта автомобилей; автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10. М., 1996. 38 с.
- 4. **Зотов В. Б.** Методы повышения эффективности технической эксплуатации городских автобусов: дис. ... канд. техн. наук: 05.22.10. М., 1994. 183 с.
- 5. **Зотов В. Б.** Использование внутренних резервов технической службы АТП для обеспечения ра-

- боты автобусов на линии в условиях рыночных отношений // Автомобильный транспорт. Передовой производственный опыт и научно-технические достижения, рекомендуемые для применения на автомобильном транспорте. Серия: Вопросы технической эксплуатации и ремонта автомобилей: Информ. сборник / отв. ред. А. А. Хазиев, В. А. Максимов. М.: Информавтотранс, 1994. Вып. 2. 46 с.
- 6. **Кузнецов Е. С.** Теоретические основы технической эксплуатации автомобилей в условиях научнотехнического прогресса и нового хозяйственного механизма // Автомобильный транспорт. Передовой производственный опыт и научно-технические достижения, рекомендуемые для внедрения на автомобильном транспорте. ЦБНТИ Минавтотранса РСФСР. М., 1989. Вып. 19. 47 с.
- 7. **Кузнецов Е. С.** Методы повышения надежности автобусных перевозок средствами инженернотехнической службы автотранспортных предприятий / отв. ред. В. А. Максимов. М.: МАДИ, 1989. 46 с.
- 8. **Постолит А. В.** Совершенствование информационного обеспечения технической эксплуатации автомобилей: автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.22.10. М., 1998. 31 с.
- 9. **Филатов М. И., Булатов С. В.** Влияние сезонности на величину спроса и потребления деталей передней подвески автобусов // Автотранспортное предприятие. 2016. № 6. С. 37—40.
- Филатов М. И., Булатов С. В. Управление расходом запасных частей с учетом их качества на пассажирском автотранспортном предприятии // Интеллект. Инновации. Инвестиции. 2017. № 11. С. 47—51.
- 11. **Филатов М. И., Булатов С. В.** Теоретическое обоснование продолжительности обслуживания запасных частей на автотранспортном предприятии // Транспортные и транспортно-технологические системы: материалы Международной научно-технической конференции. Тюмень: ТюмГНГУ, 2016. С. 307—311.
- 12. Филатов М. И., Булатов С. В. Управление технической готовностью подвижного состава пассажирского автотранспортного предприятия // Информационные технологии и инновации на транспорте. Материалы 2-й Международной научно-практической конференции. Орел: ФГБОУ ВО "ОГУ имени И. С. Тургенева", 2016. С. 281—288.

УДК 629.06

**А. С. Решенкин,** канд. техн. наук, профессор, ФГБОУ ВО "Институт технологий" г. Волгодонск, e-mail: reshenkin@list.ru, **А. Г. Тихомиров,** канд. техн. наук, доцент, ФГБОУ ВО "Донской государственный технический университет" г. Ростов-на-Дону, e-mail: tixomirov.aleksandr.65@mail.ru

# РАСЧЕТ ПРОТИВОУДАРНОЙ ЗАЩИТЫ РАЗРЯДНЫХ ГРУЗОВ

Рассмотрена торсионная упругопластическая система противоударной защиты разрядных грузов, принцип действия которой основан на рассеивании энергии воздействия за счет пластического кручения металлических стержней. Приведен метод расчета предлагаемой конструкции.

Ключевые слова: методика, защита, груз, торсион.

The article considers the torsion elastic-plastic system of shock-proof protection of discharge loads, the principle of which is based on the scattering of the impact energy due to the plastic torsion of metal rods. The method of calculation of the proposed structure is given.

Keywords: technique, protection, cargo, torsion.

#### Введение

Создание эффективных средств защиты от ударов и сейсмовзрывных волн является одной из важных проблем современной техники. Анализ современных и разрабатываемых систем противоударной защиты показал, что перспективными являются амортизаторы, рассеивание энергии воздействия в которых осуществляется вследствие процессов пластического деформирования металла. Такие системы амортизации при своей относительной простоте и компактности надежны в эксплуатации и могут быть использованы для защиты от виброударных нагрузок как отдельных систем и механизмов, так и объектов с большой массой в условиях размещения амортизаторов в узких зазорах. В настоящее время имеется достаточно много технических решений систем противоударной защиты [1-6], рассеивающих энергию воздействия за счет деформации кручения, в которых связь между ограждающей конструкцией (ОК) и амортизируемым объектом (АО) осуществляется с помощью телескопических рычагов. Для проектирования таких систем предлагается методика расчета, заключающаяся в сле-

- 1) разработка конструктивно-компоновочной схемы системы противоударной защиты;
- 2) расчет телескопических торсионных амортизаторов;

3) расчет параметров движения системы "ограждающая конструкция — амортизируемый объект".

#### Разработка конструктивно-компоновочной схемы

Возможные варианты конструктивно — компоновочных схем противоударной защиты представлены на рис. 1. На схемах рисунка показаны системы, состоящие из двух тел, связанных двумя поясами амортизации по четыре амортизатора в каждом. На схемах обозначено: I - AO, 2 - телескопические торсионные амортизаторы, 3 - OK.

Выбор конструктивно-компоновочной схемы должен в основном определяться направлением нагрузки, вызывающей максимальные перемещения. Так, например, для случая направления максимальной нагрузки, перемещающей ОК относительно АО вниз, предпочтительнее выбор варианта рис. 1, a, который обеспечивает в этом случае больший угол поворота телескопических рычагов, а следовательно, и больший угол скручивания торсионов при одинаковых относительных перемещениях. При действии максимальной нагрузки, вызывающей перемещения ОК относительно АО вверх, предпочтительней выбор варианта рис. 1, 6, по тем же причинам. Конструктивно-компоновочная схема, представленная на рис. 1, 6, позволяет при

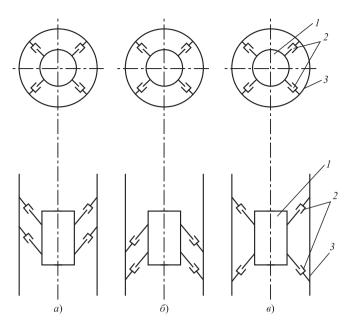


Рис. 1. Варианты ККС систем амортизации:

a — подвесная;  $\delta$  — опорная;  $\epsilon$  — комбинированная

симметричном расположении амортизаторов рассеивать энергию воздействия одинаково во всех направлениях, что позволяет рекомендовать ее в случае неопределенности направления максимальной действующей нагрузки.

#### Расчет телескопических торсионных амортизаторов

На рис. 2 представлен телескопический торсионный амортизатор, состоящий из телескопического рычага 2 и двух упругопластических модулей 1, в состав которых входят по две пары торсионов 3, расположенных во взаимоперпендикулярных плоскостях.

При расчете определяются действующие на амортизаторы нагрузки, производятся выбор материала рабочих элементов и расчет их геометрических характеристик.

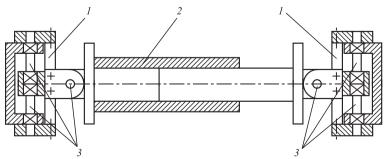


Рис. 2. Телескопический торсионный амортизатор

Расчет производится в следующей последовательности:

- кинематический расчет системы амортизации;
- определение характеристик рабочих элементов;
- силовой расчет системы амортизации.

# Кинематический расчет системы амортизации

Цель кинематического расчета — определение углов скручивания рабочих элементов от воздействия внешней нагрузки, задаваемой перемещениями.

Рассмотрим кинематический расчет на примере системы, состоящей из АО I (рис. 3), подвешенного на восьми телескопических торсионных амортизаторах 2 в ОК 3. Будем называть пару торсионов в упругопластических модулях, оси которых в исходном состоянии параллельны оси OZ, торсионами 1-й группы, другую пару, оси которых параллельны горизонтальной поверхности OXY, торсионами 2-й группы.

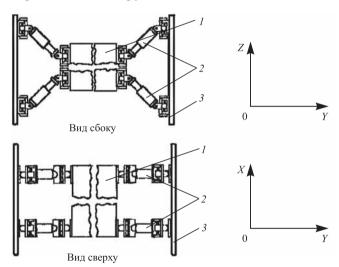


Рис. 3. Система подвеса амортизируемого объекта

Углы скручивания рабочих элементов от перемещений будут определяться следующими выражениями.

Для вертикальных относительных перемещений по оси OZ (рис. 4):

$$\Psi_{2zi}^{B} = \operatorname{arctg}\left(a\operatorname{tg}\beta + \left(z_{1i} - z_{2i}\right)\right)/a - \beta; \tag{1}$$

$$\Psi_{2zi}^{H} = \beta - \operatorname{arctg}(a \operatorname{tg} \beta + (z_{1i} - z_{2i}))/a, \qquad (2)$$

где  $\psi_{2zi}^{B}$ ,  $\psi_{2zi}^{H}$  — углы скручивания торсионов верхних и нижних амортизаторов соот-

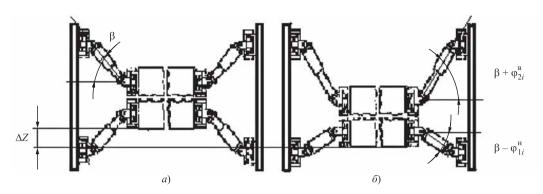


Рис. 4. Схема работы системы амортизации при вертикальных перемещениях по оси ОХ:

a — исходное состояние;  $\delta$  — после воздействия

ветственно; a — зазор между АО и ОК;  $\beta$  — угол установки амортизаторов;  $z_{1i}$ ,  $z_{2i}$  — абсолютные перемещения ОК и АО соответственно.

Для горизонтальных относительных перемещений по оси OY (рис. 5):

$$\Psi_{2yi}^{L} = \arctan(a - (y_{1i} - y_{2i}))/a \operatorname{tg} \beta - \beta;$$
 (3)

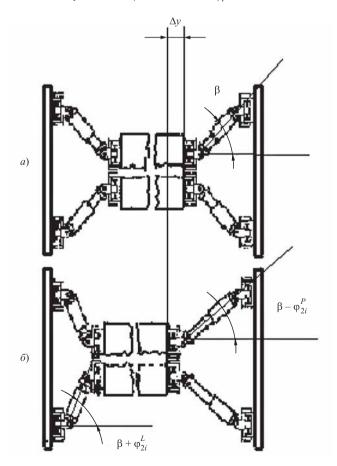


Рис. 5. Схема работы системы амортизации при горизонтальных перемещениях по оси  $\emph{OY}$ :

a — исходное состояние;  $\delta$  — после воздействия

$$\Psi_{2vi}^{P} = \beta - \arctan(a + (y_{1i} - y_{2i}))/a \lg \beta,$$
 (4)

где  $\psi_{2yi}^L$ ,  $\psi_{2yi}^P$  — углы скручивания торсионов 2-й группы левых и правых амортизаторов соответственно;  $y_{1i}$ ,  $y_{2i}$  — абсолютные перемещения ОК и АО соответственно.

Для горизонтальных относительных перемещений по оси OX (рис. 6):

$$\Psi_{1xi} = \operatorname{arctg}((x_{1i} - x_{2i})/a), \tag{5}$$

где  $\Psi_{1xi}$  — углы скручивания торсионов 1-й группы; a — зазор между АО и ОК;  $x_{1i}$ ,  $x_{2i}$  — абсолютные перемещения ОК и АО соответственно.

#### Расчет характеристик рабочих элементов

В состав амортизаторов могут входить только пластические рабочие элементы, если не требуется возврат амортизируемого объема в исходное состояние после прекращения воздействия. Если требуется возврат в исходное состояние относительно ограждающей конструкции, то должны применяться еще и упругие торсионы, за счет которых и должен осуществляться возврат амортизируемого объекта в исходное состояние, или, в случае допустимых остаточных смещений, могут применяться составные энергопоглощающие элементы. Рабочие элементы должны подчиняться требованию — при статической нагрузке от веса амортизируемого объекта торсионы работают только в упругой области. Это требование может быть выражено уравнением равновесия системы:

$$m_{\text{AO}}gh - \sum_{i=1}^{n} M_{\text{пр}_i} = 0,$$
 (6)

где  $m_{\mathrm{AO}}g$  — вес амортизируемого объекта; h — плечо силы тяжести;  $M_{\mathrm{пр}_i}$  — предельный момент

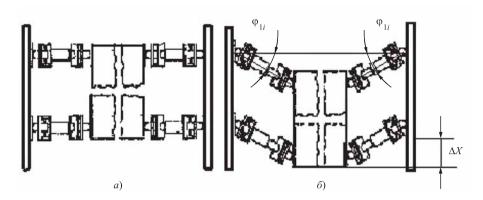


Рис. 6. Схема работы системы амортизации при горизонтальных перемещениях по оси OX:

a — исходное состояние;  $\delta$  — после воздействия

сопротивления кручению упругой области i-го торсиона 2-й группы; n — количество торсионов 2-й группы.

Плечо действия силы тяжести определяется из кинематической схемы.

Предельный момент сопротивления упругого кручения торсиона может быть найден по выражению:

$$M_{\Pi D_i} = W_i \tau_{\nu}, \tag{7}$$

где  $W_i$  — полярный момент сопротивления i-го торсиона;  $\tau_y$  — предел упругости материала торсиона при кручении.

Полярный момент сопротивления торсиона круглого сечения определяется выражением:

$$W = \frac{\pi d^3}{16},\tag{8}$$

где d — диаметр торсиона.

Таким образом, с учетом симметричного расположения одинаковых телескопических торсионных амортизаторов минимальный диаметр рабочих элементов может быть определен в зависимости от предела упругости материала торсионов:

$$d = 3\sqrt{\frac{16m_{\text{AO}}gh}{n\pi\tau_y}}. (9)$$

При использовании составного энергопоглощающего элемента, состоящего из внутреннего упругого и внешнего пластического торсиона кольцевого сечения, его характеристики будут рассчитываться следующим образом:

$$M_{\rm np} = W_1 \tau_{Y_1} + W_2 \tau_{Y_2}, \tag{10}$$

где  $W_1$  — полярный момент сопротивления упругого торсиона;

$$W_1 = \frac{\pi d_1^3}{16};$$

 $d_1$  — диаметр упругого торсиона;  $W_2$  — полярный момент сопротивления пластического торсиона:

$$W_2 = \frac{\pi d_2^3}{16} \left( 1 - \frac{d_{\rm B}^4}{d_2^4} \right),$$

где  $d_2$  — внешний диаметр пластичного торсиона;  $d_{\rm B}$  — внутренний диаметр пластичного торсиона;  $\tau_{\rm yl}$ ,  $\tau_{\rm y2}$  — пределы упругости материала упругого и пластичного торсиона при кручении соответственно.

Для предварительного расчета диаметров, исходя из конструкции составного энергопоглощающего элемента и на основании результатов экспериментальных исследований, можно рекомендовать использовать следующие зависимости:

$$d_{\rm B} \approx d_1(2,5...3);$$
  
 $d_2 \approx d_1(3...5).$  (11)

Например, при выборе минимальных зависимостей диаметры будут определены следующим образом:

$$d_{1} \approx \sqrt[3]{\frac{16m_{AO}gh}{\pi n(\tau_{Y_{1}} + 9, 2\tau_{Y_{2}})}};$$

$$d_{2} = 3d_{l};$$

$$d_{B} = 2, 5d_{l}.$$
(12)

При определении длины рабочих элементов необходимо исходить из следующего, чем меньше соотношение рабочей длины l к диаметру торсиона d, тем выше удельная энергоемкость рабочих элементов, что ведет к рассеиванию энергии воздействия за меньшее количество циклов, но при этом уменьшается способность к восстановлению исходного состояния после окончания воздействия. Увеличение отношения l/d снижает удельную энергоемкость, ведет к увеличению времени затухания свободных колебаний, но способствует восстановлению исходного состояния. Рекомендуется в предварительных расчетах принимать l/d = 0.3...0.4.

Расчет длины упругого торсиона составного энергопоглощающего элемента производится исходя из условия работы в упругой зоне:

$$l_1 \geqslant \varphi_{\text{max}} \frac{d_1}{2\gamma_{\text{пред}}}, \tag{13}$$

где  $\varphi_{\text{max}}$  — максимальный угол скручивания торсиона;  $d_1$  — диаметр упругого торсиона;  $\gamma_{\text{пред}}$  — предельный относительный угол скручивания торсиона, при котором торсион работает в упругой зоне.

#### Силовой расчет системы амортизации

Цель силового расчета — определение зависимости силы сопротивления системы амортизации внешнему воздействию от перемещения. Результаты расчета считаются удовлетворительными, если силовая характеристика плавно нарастает, а при максимальном перемещении имеет значение равное максимальному воздействию.

Минимальная нагрузка, действующая на систему амортизации  $Q_{\min}$ , равна весу амортизируемого объекта (для вертикальной амортизации). Максимальная нагрузка  $Q_{\max}$  определяется произведением допустимой перегрузки [n] на минимальную нагрузку  $Q_{\min}$ .

 $Q_{\max}^{\mathrm{B}} = Q_{\min} \left( [n] + 1 \right)$  — для вертикальной амортизации.

 $Q_{ ext{max}}^{\Gamma}$  =  $Q_{ ext{min}}[n]$  — для горизонтальной амортизации.

В общем виде силовую характеристику системы амортизации можно представить выражением:

$$Q = \sum_{i=1}^{N} \sum_{i=1}^{n} \frac{M_i}{h_i},$$
 (14)

где Q — усилие сопротивления системы амортизации деформированию;  $M_i$  — момент сопротивления i-го торсиона j-го амортизатора;  $h_i$  — плечо действия силы; n — количество торсионов в амортизаторе; N — количество телескопических торсионных амортизаторов.

Силовая характеристика системы амортизации рассчитывается:

— при использовании упругопластических торсионов:

$$Q_{\rm yht} = \frac{\pi d^3}{16} \tau(\gamma) nN, \qquad (15)$$

где  $\tau(\gamma)$  — математическая модель деформирования материала торсиона.

Для составного торсиона:

$$Q_{cm} = \frac{\pi d_1^3}{16} \left( G \varphi \frac{d_1}{2l_1} + \frac{\pi d_2^3}{16} \left( 1 - \frac{d_{\text{BH}}^4}{d_2^4} \right) \tau(\gamma) \right) Nn, (16)$$

где  $d_1$ ,  $l_1$  — диаметр и длина упругого торсиона;  $d_{2,}$   $d_{\rm BH}$  — внешний и внутренний диаметры пластического торсиона; G — модель сдвига упру-

гого торсиона;  $\phi$  — угол скручивания торсиона;  $\tau(\gamma)$  — математическая модель деформирования пластического торсиона.

Зависимости силы сопротивления системы амортизации внешнему воздействию для системы, представленной на рис. 4 имеют следующий вид.

Для вертикальной нагрузки:

$$Q_z = Q_z^{\mathrm{H}} + Q_z^{\mathrm{B}}, \tag{17}$$

где  $Q_z^{\rm H}$  — сила сопротивления нижних амортизаторов;

$$Q_z^{\rm H} = N/2 \sum_{i=1}^{n/2} (\pi d^3/16) \tau_{\rm H}i} (\gamma_i),$$
 (18)

 $Q_{z}^{\scriptscriptstyle \mathrm{B}}$  — сила сопротивления верхних амортизаторов.

$$Q_z^{\rm B} = N/2 \sum_{i=1}^{n/2} (\pi d^3/16) \tau_{\rm Bi} (\gamma_i).$$
 (19)

Для горизонтальной нагрузки по оси ОХ:

$$Q_x = N \sum_{i=1}^{n/2} (\pi d^3 / 16) \tau_{xi} (\gamma_i).$$
 (20)

Для горизонтальной нагрузки по оси ОУ:

$$Q_{\nu} = Q_{\nu}^L + Q_{\nu}^P, \tag{21}$$

где  $Q_y^L$  — сила сопротивления левых амортизаторов (телескопические рычаги укорачиваются):

$$Q_y^L = N/2 \sum_{i=1}^{n/2} (\pi d^3 / 16) \tau_{Li} (\gamma_i), \qquad (22)$$

 $Q_y^P$  — сила сопротивления правых амортизаторов (телескопические рычаги удлиняются);

$$Q_y^P = N/2 \sum_{i=1}^{n/2} (\pi d^3/16) \tau_{Pi}(\gamma_i).$$
 (23)

Удобно для проведения анализа и оценки системы силовую характеристику представлять графически в координатах "перемещение—нагрузка".

#### Расчет параметров движения системы "амортизируемый объект ограждающая конструкция"

Целью расчета является заключение о возможности использования разработанной системы амортизации. В расчете определяются ускорения, скорости и перемещения ограждающей конструкции и амортизируемого объекта в зависимости

от задаваемого воздействия. На основании результатов делается заключение об эффективности спроектированной системы амортизации.

Система "ограждающая конструкция — амортизируемый объект" в общем случае представляет собой систему двух твердых тел, вложенных друг в друга, и связанных между собой кинематическими связями. Такая система имеет 12 степеней свободы (6 у ограждающей конструкции и 6 у защищаемого объекта). В системе могут одновременно возникать 12 форм связанных колебаний — движений, состоящих из линейных и вращательных колебаний относительно каждой координатной оси.

Уравнения движения системы "ОК—АО" можно получить, основываясь на принципе Гамильтона— Остроградского:

$$\int_{t_0}^{t_1} (\delta T - \delta \Pi) dt - \int_{t_0}^{t_1} \delta A dt = 0,$$
 (24)

где  $\delta T$  — вариация кинетической энергии системы твердых тел;  $\delta H$  — вариация потенциальной энергии упругих связей;  $\delta A$  — вариация работы сил упругопластического сопротивления системы амортизации.

Эти вариации, зависящие от обобщенных координат q, могут быть представлены в виде:

$$\delta T = \frac{\partial T}{\partial q} \delta q; \ \delta \Pi = \frac{\partial \Pi}{\partial q} \delta q; \ \delta A = M_{\rm Kp}(\varphi) \frac{\partial \varphi}{\partial q} \delta q.$$

#### Заключение

В заключение следует отметить, что уравнения движения системы "ограждающая конструкция — амортизируемый объект" представляются системой уравнений, количество уравнений в которой равно количеству выбранных обобщенных координат.

Очевидно, для реального объекта нет необходимости составлять систему из 12 уравнений. В практических задачах на движение амортизируемого объекта заранее накладываются некоторые ограничения, уменьшающие число степеней свободы системы [7, 8]. Если, например, движение объекта принимается плоским, то число степеней свободы системы из двух тел уменьшается до шести и т. д.

Исходя из специфики конкретного объекта и вероятного воздействия, необходимо определить возможные направления движения, для которых и выбирать обобщенные координаты.

Решение системы уравнений ввиду нелинейности уравнений осуществляется методами, основанными на численном интегрировании дифференциальных уравнений движения.

В идеальном случае последний этап расчета является поверочным и заключительным этапом расчета и, при условии, что его результаты полностью удовлетворяют техническому заданию, расчет системы противоударной защиты можно считать завершенным. Однако следует заметить, что разнообразие вариантов конструктивно-компоновочных схем систем амортизации, возможность варырования размерами телескопических рычагов, углами их начальной установки, материалом рабочих элементов и их геометрическими размерами дает возможность получения большого множества конструктивных решений системы амортизации, которые также будут удовлетворять техническому заданию и решению различных прикладных задач [9, 10]. При этом необходимо решать оптимизационную задачу определения наилучшего решения по выбранному критерию оптимальности.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Витенко А. А., Бауков Ю. Г., Решенкин А. С., Тихомиров А. Г., Тихомиров В. А. Торсионное энергопоглощающее устройство аварийной остановки транспортных средств Патент на полезную модель RUS 62936 12.07.2006.
- 2. Пономаренко И. В., Решенкин А. С., Тихомиров А. Г., Тихомиров В. А., Чипига А. Ю. Торсионное демпфирующее устройство Патент на полезную модель RUS 63369 14.08.2006.
- 3. **Динамические** характеристики подвески автомобиля с системами оптимального демпфирования колебаний / С. С. Воробьев, С. А. Воробьев, А. С. Решенкин, Р. А. Гончаров, А. Г. Тихомиров // Theoretical & Applied Science. 2015. № 3 (23). С. 93—96.
- Элементы прикладной теории оптимального демпфирования колебаний / С. С. Воробьев, С. А. Воробьев, А. С. Решенкин, Е. В. Малая, А. Г. Тихомиров // Theoretical & Applied Science. 2015. № 4 (24). С. 149—154.
   Решенкин А. С., Тихомиров А. Г. Торсионная
- Решенкин А. С., Тихомиров А. Г. Торсионная противоударная зашита. Расчет конструкции // Грузовик. — 2005. — № 1. — С. 11—13.
- 6. **Решенкин А. С.** Оперативная оценка технического состояния ферромагнитных конструкций // Контроль. Диагностика. 2005. № 4. С. 22.
- 7. **Решенкин А. С.** Прогнозирование места разрушения конструкций // Контроль. Диагностика. 2005. № 3. С. 42.
- Решенкин А. С., Тихомиров Д. А. Способ контроля состояния прочности силовых конструкций // Theoretical & Applied Science. 201 5. № 10. С. 45—49.
- Решенкин А. С. Магнитошумовой контроль ферромагнитных деталей // Проблемы машиностроения и надежности машин. 2005. № 3. С. 82—87.
- Решенкин А. С. Контроль состояния кузова автомобиля // Контроль. Диагностика. 2004. № 09. С. 18.

### УДК 656.13

**П. И. Смирнов,** старший преподаватель, Вологодский государственный университет, e-mail: petrsm@bk.ru, **А. П. Тимофеев,** инженер-аналитик, e-mail: sun5038@yandex.ru, **Ф. А. Новокшанов,** начальник отдела аналитики, ООО "А-Лайн Сервис", дистрибьютор систем спутниковой навигации Отпісотт, Российская Федерация

# ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕЛЕМАТИЧЕСКИХ ДАННЫХ, ПОЛУЧАЕМЫХ ОТ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ, ДЛЯ ПРОГНОЗНОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ НОРМ РАСХОДА ТОПЛИВА

Описана методика определения реальных эксплуатационных норм расхода топлива грузовых транспортных средств. Была выявлена значимость влияния поступающего потока данных на фактический расход топлива грузовых автотранспортных средств с учетом их технического состояния, технического обслуживания, массы перевозимого груза, скорости и режима движения. Выявлены причины повышенного расхода топлива грузовых автомобилей, совершающих транспортную работу в условиях городского цикла. Разработан алгоритм оценки расхода топлива на основе массивного потока данных, поступающих от систем телематического контроля.

**Ключевые слова:** расход топлива, спутниковые системы телематического контроля, автотранспортные предприятия, транспорт, городской режим движения, транспортная работа грузового транспорта.

The article describes the methodology for determining the real operating standards for fuel consumption of specific cargo vehicles on the balance sheet of a certain enterprise. By studying, processing and analyzing the information received, the significance of the influence of the incoming data stream on the actual fuel consumption of trucks was determined taking into account their technical condition, maintenance, the mass of the cargo being transported, the speed and the driving mode. The reasons for the increased fuel consumption of trucks that perform transport work in the urban cycle are identified.

**Keywords:** fuel consumption, satellite telematics control systems, trucking enterprises, transport, city traffic mode, transport operation of freight transport.

Проблема поиска дополнительных средств экономии топлива в современных экономических реалиях является одной из наиболее часто встречающихся задач для автотранспортных предприятий всех форм собственности.

Поставленная задача на сегодняшний день недостаточно исследована в рамках транспортной работы грузовых транспортных средств, выполняемой в условиях городского цикла

Современное законодательство требует установку систем телематического контроля на пассажирский и грузовой транспорт, а также на специальный подвижной состав.

В процессе эксплуатации грузового транспорта, оборудованного системой телематического контроля, происходит постоянная передача объемного, переменного массива данных во время выполнения транспортной работы.

В рамках исследования были поставлены следующие задачи.

1. Выявить значимость влияния полученных данных на эксплуатационные свойства автомо-

билей, а в первую очередь на фактический расход топлива с учетом особенностей технического состояния, условий эксплуатации, технического обслуживания и массы перевозимого груза.

- 2. Выявить причины повышенного расхода топлива и скорректировать эксплуатационные нормы в рамках конкретного предприятия.
- 3. Разработать алгоритм оценки расхода топлива автомобилей на основе данных, полученных в процессе эксплуатации систем телематического контроля, который будет учитывать особенности транспортной работы конкретного предприятия.
- 4. Реализовать алгоритм оценки расхода топлива на основе анализа телематических потоковых данных.

Для определения расхода топлива каждого отдельного автомобиля требуется длительный период сбора данных, которые отображают режим движения автомобиля, текущий расход топлива, климатические условия, рельеф местности, а также массу перевозимого груза для грузовых транспортных средств.

Учитывая вероятность возникновения ошибок системы, существует необходимость фильтрации собранных данных. Кроме того, требуется разделение отфильтрованного потока данных в соответствии с режимами движения — магистральным и городским, с учетом выбора отображения информации.

В процессе решения поставленных задач была собрана необходимая информация. Специфика собранной информации заключается в большом потоке взаимосвязанных данных, требующих обработки и анализа [2]. Установка реальных эксплуатационных норм расхода топлива вызывает необходимость подготовки суммарной информации на основе больших массивов данных. Сложность заключается в необходимости структурирования данных по многомерному принципу, который включает в себя разброс показателей расхода топлива в зависимости от массы перевозимого груза, скорости движения, пройденного пути и времени движения.

Исследования были проведены на базе автотранспортных предприятий Вологодской и Архангельской областей. В качестве объекта исследования по заказу автопредприятий были выбраны автомобили КАМАЗ-55111 в городе Вологда (Вологодская область), КАМАЗ-55111 в городе Вельск (Архангельская область) и Fiat Ducato в городе Вологда. На объектах (автомобилях), выбранных для исследования, было установлено оборудование телематического контроля фирмы Отпісотт. Заказчики в лице автотранспортных предприятий предоставляли для анализа информацию, полученную с использованием серверов Отпісотт Опіпе и обработанную за период с сентября 2016 г. по май 2017 г.

В процессе выполнения транспортной работы выбранными в рамках проводимого исследования автомобилями из массива потоковой информации, получаемого с систем телематического контроля, был произведен выбор данных, позволяющих отследить зависимость расхода топлива от средней скорости движения рассматриваемых автомобилей. Эти данные представлены в таблице.

С целью последующей обработки отфильтрованных данных были составлены точечные диаграммы с полиномиальной линией тренда, отображающие общую зависимость расхода топлива от средней скорости движения в городском режиме и помещенные в соответствующую систему координат. Диаграммы, построенные для каждого из рассматриваемых автомобилей, представлены на рис. 1—3.

Мониторинг входящего потока отфильтрованных данных и аналитическая обработка полученных диаграмм позволила сделать следующие выволы.

1. Квадратичная функция полиномиальной линии тренда указывает на то, что зависимость расхода топлива автомобиля от скорости движения не является линейной, она имеет один экстремум. Более того, до достижения экстремума функция убывает. Однако экстремум представленных функций достигается при значениях координат, соответствующих скоростям, превышающим ограничение, установленное в городе. Например, для автомобиля Fiat Ducato наименьший расход топлива достигается при движении со скоростью около 70 км/ч. Это говорит о том, что при скорости движения автомобиля в диапазоне городского цикла, значение расхода топлива при любых условиях будет выше минимально возможного.

Зависимость	пасхола	топлива	от с	пелней	скорости	лвижения	(di	пагмент	ланных	)
Jabhenmoelb	рислоди	IUIIIIIDa	01 0	реднен	chopocin	дынжения	٧Ψ	paimen,	quillibin,	,

	11 (Вологда) —24.04.2017	KAMA3-55 09.01.2017-	111 (Вельск) -24.04.2017	Fiat Ducato 01.09.2016—24.04.2017		
расход, л/100 км	средняя скорость, км/ч	расход, л/100 км	средняя скорость, км/ч	расход, л/100 км	средняя скорость, км/ч	
90,4	1,7	142	10,7	33,1	8	
163,1	3,7	108	10,7	57,8	9,1	
157,1	4,5	86,9	11,3	30,3	9,4	
185,2	14,9	86,5	11,7	4,5	10	
138,8	16	2,3	11,9	31,7	10,8	
56,6	16	81,1	12,5	15,4	12	

Зависимость среднего эксплуатационного расхода топлива от средней скорости движения (KAMA3, Вологда) 200 Зависимость расхода Средний расход топлива л/100 км 180 топлива от средней скорости 160 Полиномиальная (зависимость расхода топлива от средней скорости) 140  $0.0265x^2 - 3,6312x + 167,09$ 120  $R^2 = 0.6085$ 100 80 60 40 20 0 10 20 30 40 50 60 70 0 Средняя скорость, км/ч

Рис. 1. Зависимость расхода топлива от средней скорости движения автомобиля КАМАЗ (Вологда)

Зависимость среднего эксплуатационного расхода топлива

от средней скорости движения (КАМАЗ, Вельск) 200 Зависимость расхода Средний расход топлива л/100 км 180 топлива от средней скорости Полиномиальная (зависимость расхола 160 топлива от средней скорости) 140  $0.0198x^2 - 2.9686x + 135.77$ 120  $R^2 = 0.4975$ 100 80 60 40 20 70 10 20 30 40 50 60 0 Средняя скорость, км/ч

Рис. 2. Зависимость расхода топлива от средней скорости движения автомобиля KAMA3 (Вельск)

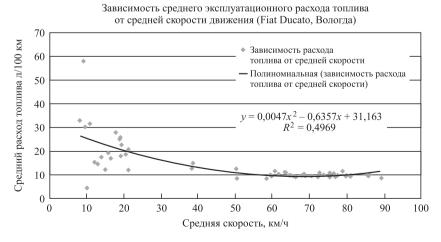


Рис. 3. Зависимость расхода топлива от средней скорости движения автомобиля Fiat Ducato (Вологда)

На увеличение расхода топлива при низких скоростях в городском режиме движения также оказывает влияние качество и стиль вождения конкретных водителей, а именно частота воздействия на органы управления автомобилем, которая, в свою очередь, приводит к интенсивному изменению оборотов коленчатого вала ДВС и передаточного числа трансмиссии, а следовательно, к более интенсивному изменению скорости движения автомобилей.

После достижения экстремума функция вновь начинает возрастать. Для полного понимания этой особенности было рассмотрено уравнение расхода топлива [1].

Расход топлива автомобиля имеет прямую зависимость от сил сопротивления движению:

$$Q_{S} = \frac{g_{e} \left( P_{\pi} + P_{B} + P_{H} \right)}{36\ 000 \rho_{T} \eta_{T}}, \ \pi/100 \ \text{KM}, \quad (1)$$

где  $g_e$  — удельный расход топлива, г/(кВт·ч);  $P_{_{\rm I\! I}}$  — сила сопротивления дороги, H;  $P_{_{\rm B}}$  — сила сопротивления воздуха, H;  $P_{_{\rm I\! I}}$  — сила сопротивления разгону, H;  $\rho_{_{\rm T\! I}}$  — плотность топлива, кг/л;  $\eta_{_{\rm T\! I}}$  — кпд трансмиссии.

Все силы сопротивления движению зависят от скорости движения автомобиля. Причем силы сопротивления дороги и сила сопротивления разгону с ростом скорости линейно уменьшаются, а сила сопротивления воздуха квадратично возрастает. Это объясняет нелинейность полученных функций.

Из рассмотрения приведенного выше уравнения также можно сделать вывод, что на расход топлива влияет кпд трансмиссии и плотность топлива. Следовательно, расход топлива напрямую зависит от технического состояния автомобиля и качества используемого топлива. Повышенное значение расхода топлива может указывать на неудовлетворительное техническое состояние транспортного средства.

Таким образом, для инженернотехнической службы предприятия предоставляется возможность кор-

ректирования периодичности технического обслуживания транспортных средств, что позволит оптимизировать работу автотранспортного предприятия в целом путем сокращения времени простоя автомобилей в зоне технического обслуживания и ремонта.

- 2. На представленных диаграммах наблюдается частичное несовпадение массива значений расхода топлива с линией тренда. Об этом также свидетельствует низкое значение  $R^2$  (коэффициент аппроксимации).
- 3. На представленных диаграммах наблюдается зависимость разброса значений расхода топлива от скорости движения. Чем ниже скорость движения, тем существеннее разброс. Такая зависимость обусловливается тем, что в потоке информации, поступающей от телематических комплексов, установленных на борту автомобиля, отсутствуют данные по массе перевозимого груза. Сбор этих данных особенно актуален для грузовых транспортных средств, поскольку масса перевозимого груза может превосходить собственную массу автомобиля. Причем загрузка автомобиля сильнее влияет на расход топлива при малых скоростях, чем при больших. Соответственно, возникает проблема удаленного сбора этих данных для уточнения поступающей информации.

Для понимания зависимости расхода топлива от условий движения автомобиля, сравним представленные выше диаграммы между собой. Для сравнения поместим их в единую систему координат. Полученная таким образом картина представлена на рис. 4.

Из сравнения видно, что разброс массива значений расхода топлива у обоих КАМАЗов су-

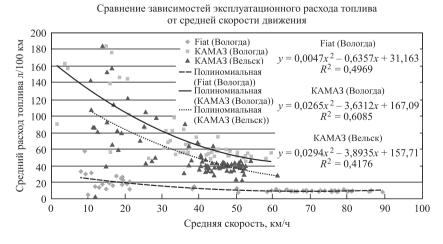


Рис. 4. Сравнение расходов топлива автомобиля KAMA3-55111 в г. Вельск и в г. Вологда

щественнее, чем у Fiata. То есть можно сделать вывод, что характер разброса зависит также от грузоподъемности автомобиля по сравнению с его снаряженной массой.

Из сравнения КАМАЗов видно, что формы линий трендов схожи, значения коэффициентов их функций близки друг к другу. Тем не менее расход топлива КАМАЗа в Вологде выше, чем в Вельске. Принимая во внимание несущественное различие климатических условий и допуская, что состояние обоих автомобилей удовлетворительное, можно сделать вывод о том, что на расход топлива влияет размер города, в котором эксплуатируется автомобиль, а значит, и характер движения в этом городе.

Помимо всего прочего, в представленных ранее данных наблюдается превышение реального эксплуатационного расхода топлива от нормативного, установленного заводом-изготовителем. Так, для автомобилей КАМАЗ выбранной марки нормативный расход топлива по паспорту составляет 27 л/100 км в летнее время и 29,7 л/100 км в зимнее, а для автомобиля Fiat Ducato — 7,3 л/100 км. После рассмотрения полученных диаграмм был сделан вывод, что минимальный расход у КАМАЗа в Вельске около 30 л/100 км при скорости 52 км/ч, у КАМАЗа в Вологде — более 40 л/100 км при той же скорости, а у Fiat Ducato — около 9 л/100 км при скорости, близкой к 60 км/ч.

Графики скорости движения исследуемых автомобилей построены на рис. 5—8. При построении графиков выбирались данные, характеризующие периоды работы автомобилей, соответствующих городским условиям движения — с частыми разгонами и замедлениями, а также остановками на светофорах или в "пробке".

На основе сравнения представленных графиков со стандартным городским циклом можно сделать следующие выволы.

- 1. Очертания графиков реальных скоростей движения схожи со стандартным городским циклом.
- 2. В реальных условиях эксплуатации скорость движения автомобиля меняется намного динамичнее, чем при испытании автомобиля.
- 3. При испытаниях скорость движения автомобиля не превышает 50 км/ч, в то время как в реальных условиях скорость движения в городе может достигать 60 км/ч, а в некоторых случаях и больше (нельзя не учитывать стиль езды водителя).

4. Помимо отличий графиков от стандартного цикла, они отличаются и друг от друга. Это говорит о постоянно меняющихся условиях движения автомобиля, что не учитывается при проведении испытаний.

Таким образом, наблюдается постоянное превышение реального расхода топлива от значения, установленного заводом-изготовителем. Одно из

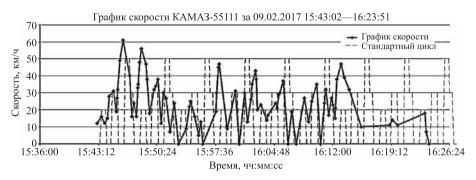


Рис. 5. График скорости КАМАЗ-55111 за 09.02.2017 15:43:02—16:23:51



Рис. 6. График скорости КАМАЗ-55111 за 09.02.2017 16:38:08—17:06:16

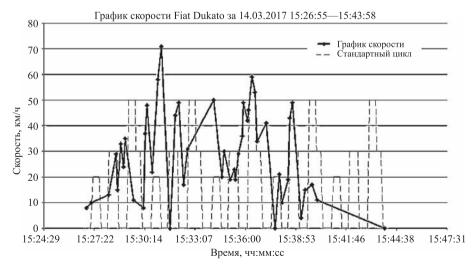


Рис. 7. График скорости Fiat Dukato за 14.03.2017 15:26:55—15:43:58

возможных решений выявленной проблемы — составление нормы расхода топлива для отдельных автомобилей, учитывая условия их эксплуатации. Зная реальную норму расхода топлива автомобиля, можно уже говорить о превышении водителем этой нормы, или же об экономичной езде водителя, что позволит управляющему персоналу автотранспортного предприятия принимать

необходимые управленческие решения по экономии топлива.

Исследование показало, что выполнение действий по выявлению реальных норм расхода топлива — длительный и трудоемкий процесс. Авторами статьи предложено создать специальное программное обеспечение на основе систем телематического мониторинга транспорта в качестве одного из возможных путей решения данной проблемы. Созданная программа будет выполнять операции по сбору, фильтрации, обработке и анализу информации в автоматизированном режиме.

После того как необходимое оборудование будет установлено на автомобиль, программа потребует ввести государственный регистрационный номер транспортного средства, по которому начинается поиск необходимой информации в системе спутниковой телематики. Из получаемой информации будут отсеиваться возможные ошибочные данные системы, которые могут повлиять на конечный результат. Далее программа разделит данные на соответствующие городскому и магистральному режиму движения автомобиля. Отдельно для городского и магистрального режима будет проводиться обработка и анализ информации, после чего оператор выберет, какую информацию и для какого автомобиля вывести на экран. В конечном итоге пользователь получит данные по нормам расхода топлива для конкретного автомобиля.

## ТРАНСПОРТНЫЙ КОМПЛЕКС

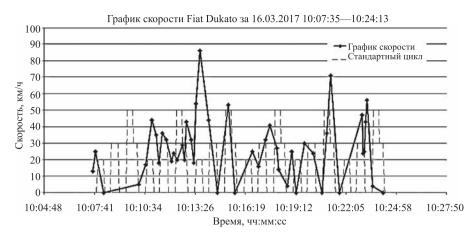


Рис. 8. График скорости Fiat Dukato за 16.03.2017 10:07:35—10:24:13

Данная программа позволит рассчитать реальные эксплуатационные нормы расходов топлива в рамках конкретного предприятия.

В заключение из проведенного исследования сформулированы следующие выводы.

- 1. Зависимость расхода топлива от скорости движения носит нелинейный характер, обусловленный техническим состоянием автомобиля, массой перевозимого груза и условиями эксплуатации.
- 2. Основные причины повышенного расхода топлива связаны с несоответствием стандартного испытательного цикла с реальным режимом движения автомобиля, а также качеством и стилем езды водителя.

3. Разработан алгоритм оценки расхода топлива автомобилей на основе данных, полученных в процессе эксплуатации систем телематического контроля, учитывающий особенности транспортной работы конкретного предприятия.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. Пикалев О. Н., Смирнов П. И. Обзор методологических подходов к организации систем мониторинга транспортных средств с применением технологий GPS-трекинга
- // НАУКА МОЛОДЫХ БУДУЩЕЕ РОССИИ сборник научных статей международной научной конференции перспективных разработок молодых ученых: в 3 томах. Курск: ЗАО "Университетская книга", 2016. С. 293—295.
- 2. Смирнов П. И., Михайлов С. Е. К вопросу определения средней скорости движения автомобиля на основе обработки телематических данных Инновации в информационных технологиях, машиностроении и автотранспорте: сборник материалов Международной научно-практической конференции (29—30 ноября 2017 года), Кемерово [Электронный ресурс] / ФГБОУ ВО "Кузбас. гос. техн. ун-т им. Т. Ф. Горбачева"; редкол.: Д. М. Дубинкин (отв. ред.) и др. Кемерово, 2017. С. 514—516.

#### Техника для нужд ООН

ПАО "КАМАЗ" (входит в Госкорпорацию Ростех) поставит почти 130 единиц автотехники в рамках второго этапа реализации проекта Всемирной продовольственной программы ООН по переоснащению парка грузовых автомобилей, используемых для транспортировки гуманитарной помощи, автомобилями российского производства.

До конца 2018 г. лидер российского грузового машиностроения отгрузит в Африку 97 автомобилей КАМАЗ, а также 30 прицепов производства ПАО "НЕФАЗ", дочернего предприятия автогиганта в Башкирии, и комплекты запасных частей. Речь идет о бортовых автомобилях КАМАЗ-43118 (6×6), КАМАЗ-63501 (8×8), учебных классах на базе шасси КАМАЗ-43118 (6×6) и автотопливозаправщиках. Вся техника адаптирована к тяжелым условиям эксплуатации при полном бездорожье.

В соответствии с соглашением о стратегическом партнерстве между правительством РФ и ВПП ООН, подписанным в 2014 г., Россия осуществляет взносы в фонд программы, уделяя особое внимание наращиванию парка транспортных средств ВПП. Автотехника КАМАЗ служит российским вкладом в натуральной форме в фонд Всемирной продовольственной программы ООН. Так, в рамках первого этапа реализации проекта по переоснащению парка грузовых автомобилей в 2014—2015 гг. "КАМАЗ" уже поставил свыше 200 ед. автотехники. Бортовые автомобили, самосвалы, автотопливозаправщики и передвижные авторемонтные мастерские были направлены в Южный Судан, Судан, Гану, Уганду и Афганистан.

Пресс-служба ПАО "КАМАЗ"

УДК 629.33

- Е. В. Балакина, д-р техн. наук, профессор, ВолгГТУ, г. Волгоград,
- А. В. Кочетков, д-р техн. наук, профессор, РОСДОРНИИ, г. Москва,
- **И. В. Сергиенко,** магистрант, **В. В. Чернышов**, магистрант, ВолгГТУ, г. Волгоград E-mail: balakina@vstu.ru; fahrgestell2011@yandex.ru

# ВЛИЯНИЕ СВОБОДНЫХ РАДИУСОВ КОЛЕИ ПЕРЕДНИХ И ЗАДНИХ КОЛЕС НА БЕЗОПАСНОСТЬ АВТОМОБИЛЯ

Влияние неодинаковых свободных радиусов колес и несовпадения колеи передней и задней оси колесной машины на ее эксплуатационные свойства неоднозначно. В статье приведены разработанные авторами схемы зависимостей этих свойств от колеи и радиуса колеса. Также, из проведенных авторами экспериментов, были выявлены оптимальные значения исследуемых параметров в экстремальных режимах движения. В результате раскрыты сложные и переплетенные связи колеи и свободного радиуса колеса со свойствами активной безопасности автомобиля.

**Ключевые слова:** колесная машина, устойчивость движения, выбор величины неодинаковых радиусов колес, выбор величины неодинаковых передней и задней колеи.

The influence of the unequal free wheel radii and the unequal front and rear track of the wheeled vehicle on its operational properties is ambiguous. The article presents the schemes of dependences of these properties, developed by the authors, on the wheel track and wheel radius. Also, from the experiments conducted by the authors, the optimum values of the investigated parameters in extreme driving regimes were revealed. As a result, the complex connections of the track and the free wheel radius with the properties of active vehicle safety are revealed.

Keywords: wheeled vehicle, stability of movement, choice of unequal wheel radii, choice of unequal front and rear track.

С увеличением количества автомобилей на дорогах, несмотря на улучшения их конструктивных и эксплуатационных параметров, в последнее время возросла частота дорожно-транспортных происшествий. Повышение активной безопасности автотранспортных средств — один из основных вариантов решения этой проблемы.

Активная безопасность автомобиля — это свойства, заложенные в его конструкцию и направленные на снижение вероятности возникновения ДТП (устойчивость, управляемость, тормозная динамика). Эти свойства обеспечиваются конструкционными параметрами колес, шин, рулевого управления и подвески. Несмотря на множество работ в области улучшения устойчивости и управляемости автомобилей [1—15], ряд свойств элементов шасси на сегодняшний день остается недостаточно изученным. Поэтому тема обладает актуальностью и практической значимостью.

Целью работы является исследование алгоритмов влияния колес разного диаметра и несовпадения колеи передних и задних колес на устойчивость и управляемость, а также разработка методики выбора значений указанных параметров для улучшения активной безопасности автомобиля. Для достижения поставленной цели взята суще-

ствующая математическая модель, положенная в основу программных продуктов StubAutol [12], модернизированная под задачи исследования.

Для этого необходимо было выполнить следующие залачи:

- 1) провести литературный обзор и обобщить результаты имеющихся исследований по существу вопроса;
- 2) модернизировать базовую математическую модель для исследования;
- 3) скорректировать под задачи исследования программный комплекс StubAutol, предназначенный для расчета параметров устойчивости движения двухосных автомобилей;
- 4) провести расчетные эксперименты в различных режимах движения для выявления экстремальных и выбора искомых параметров.

Усовершенствованный программный комплекс предназначен для расчета параметров устойчивости движения двухосных автомобилей и автобусов с произвольным числом колес задней оси в следующих режимах движения:

— торможение с АБС или без нее на прямолинейном участке дороги или участке с радиусом кривых в плане;

— равномерное движение на прямолинейном участке дороги или участке с радиусом кривых в плане.

Движение автомобиля происходит при "закрепленном" рулевом колесе или при его повороте по заданному закону. При этом поверхность дороги может иметь одинаковые сцепные свойства по ширине или "микст", а также продольную, поперечную и вертикальную неравномерность профиля. Колеса движутся с возможностью потери контакта с по-

верхностью дороги. Рассматриваются явления увода эластичных колес и колебаний управляемых колес.

В расчете фигурируют конструктивные и эксплуатационные параметры: геометрические параметры автомобиля, геометрические и упруго-демпфирующие параметры колес (а также их установки), подвески рулевого управления. Дополнительно была создана возможность обеспечения разных радиусов всех колес и разной колеи передней и задней оси автомобиля.

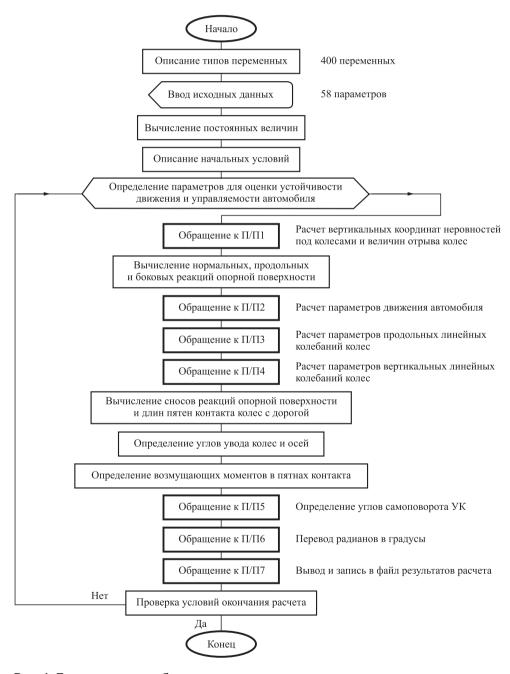


Рис. 1. Блок-схема разработанного программного комплекса

На рис. 1 приведена блок-схема расчетов по усовершенствованному программному комплексу.

Исследование оценочных параметров производилось в том числе и в экстремальных режимах движения: торможение в повороте, торможение на дороге с неравномерностью сцепных свойств по бортам (микст), выполнение маневра "вход в поворот" и выполнение маневра "переставка". В каждом режиме движения проводился расчет 25 различных комбинаций величин свободных радиусов передних и задних колес автомобиля.

Для исследования использовался объект — автомобиль категории N1. Начальная скорость автомобиля — от 10 до 30 м/с в зависимости от режима движения, радиус поворота — 35 м (стандартный [6]).

Расчетными выходными параметрами были: линейные отклонения осей от заданной траектории движения, угол разворота и тормозной путь автомобиля.

Величины этих оценочных параметров определяются следующими явлениями:

наличия или отсутствия контакта колес с опорной поверхностью;

- бокового увода;
- колебаний управляемых колес.

Колея автомобиля является одним из его основных конструктивных параметров. Известно, что она оказывает, так же, как и база, существенное влияние на устойчивость, управляемость и тормозную динамику автомобиля. Это влияние обосновано тем, что величины колеи и базы связаны с интенсивностью перераспределения нормальных нагрузок на колеса в разных режимах движения автомобиля. Логика сложного и неоднозначного влияния базы на свойства активной безопасности достаточно изучена [3, 11]. В математических моделях движения автомобиля, разработанных разными исследователями, присутствует также и колея автомобиля. Существуют и автомобили с разной колеей передних и задних колес. Однако отсутствует теоретическое обоснование выбора колеи и ее оптимизация, что связано, очевидно, со сложными и неоднозначными путями влияния колеи на явления в пятне контакта каждого колеса с дорогой и на оценочные параметры свойств активной безопасности автомобиля. Основными оценочными параметрами указанных

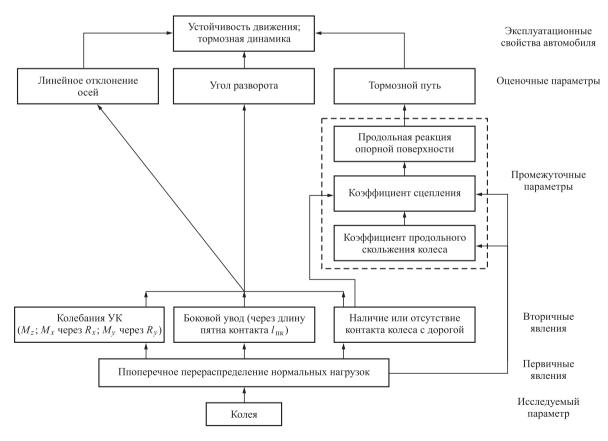


Рис. 2. Алгоритм анализа влияния колеи автомобиля на устойчивость движения и тормозную динамику

свойств являются линейные отклонения осей от заданной траектории движения, угол разворота и тормозной путь. Величины этих оценочных параметров определяются, как уже было сказано, следующими явлениями: колебаниями управляемых колес; боковым уводом колес; наличием или отсутствием контакта колеса с дорогой.

Эти явления можно назвать вторичными, поскольку их характеристики зависят от первичного явления перераспределения нормальных нагрузок на колеса. Перераспределение нормальных нагрузок на колеса может быть продольным, зависящим в первую очередь от базы и от продольных сил инерции при разгоне и торможении автомобиля, и поперечным, зависящим в первую очередь от колеи и боковой силы. Подробный алгоритм влияния показан на разработанной авторами схеме, приведенной на рис. 2.

Общее влияние колеи на общее перераспределение нормальных нагрузок общеизвестно. Однако, поскольку величина нормальной нагрузки определяет длину пятна контакта шины с дорогой, то поперечное перераспределение нормальных нагрузок определяет величины текущих углов увода. Влияние поперечного перераспределения нормальных нагрузок на колебания

управляемых колес объясняется зависимостью некоторых моментов на управляемых колесах от нормальной реакции опорной поверхности. При отсутствии контакта колеса с дорогой отсутствует и коэффициент сцепления, и продольная реакция опорной поверхности, определяющие тормозной путь, кроме того, сама продольная реакция непосредственно зависит от нормальной реакции опорной поверхности. При этом нормальная реакция опорной поверхности определяет момент по сцеплению:

$$M_{\rm CH} = R_z \varphi R_{\pi}$$

где  $R_z$  — нормальная реакция опорной поверхности;  $\phi$  — коэффициент сцепления;  $R_{\rm д}$  — динамический радиус колеса.

Этот момент оказывает влияние на параметры торможения колеса, и, следовательно, на коэффициент продольного скольжения s.

При этом коэффициент сцепления напрямую определяет продольную реакцию опорной поверхности и в наибольшей степени зависит от коэффициента продольного скольжения  $\varphi = f(s)$ .

Таким образом, раскрыты сложные и переплетенные взаимосвязи колеи со свойствами актив-

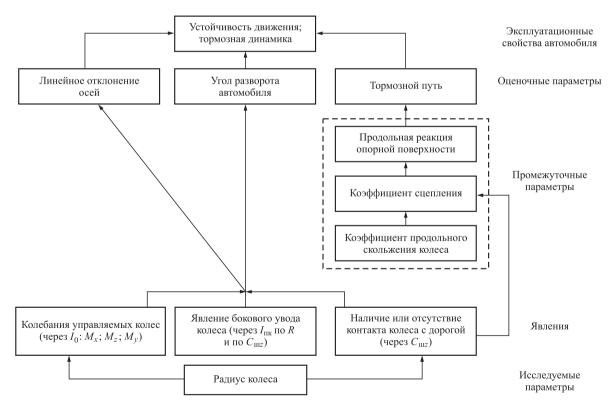


Рис. 3. Алгоритм анализа влияния радиуса колеса автомобиля на устойчивость движения и тормозную динамику

ной безопасности автомобиля. Они показывают, что разная колея передних и задних колес неоднозначно определяет параметры устойчивости движения и тормозную динамику. Рекомендуемые величины колеи передних и задних колес предположительно определяются тем, какой из описанных процессов идет быстрее в автомобиле, характеризующемся своими индивидуальными конструктивными параметрами в различных режимах движения.

Также раскрыты сложные и переплетенные взаимосвязи свободных радиусов колес со свойствами активной безопасности автомобиля. Они показывают, что разные радиусы передних и задних колес неоднозначно определяют параметры устойчивости движения и тормозную динамику. Авторами была разработана также структурноследственная схема этого неоднозначного влияния радиусов колес. Она показана на рис. 3.

Рекомендуемые величины свободных радиусов передних и задних колес предположительно определяются тем, какой из описанных процессов идет быстрее в автомобиле, характеризующемся своими индивидуальными конструктивными параметрами в различных режимах движения.

На рис. 4—7 приведены примеры расчетов линейных отклонений автомобиля в экстремальных режимах движения.

На основании многочисленных расчетных экспериментов, при проведении которых "пере-

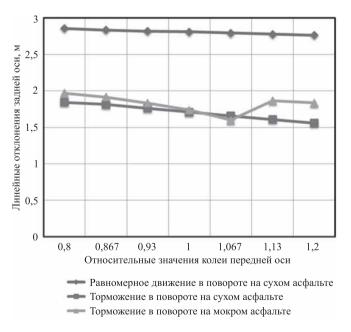


Рис. 4. Зависимость линейных отклонений задней оси автомобиля от относительных значений колеи передней оси (по отношению к прототипу) при неизменной задней колее

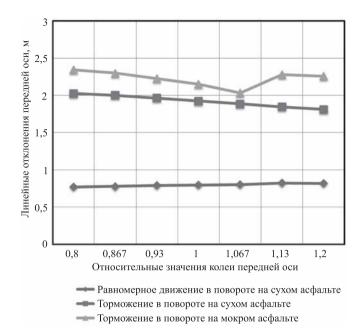


Рис. 5. Зависимость линейных отклонений передней оси автомобиля от относительных значений колеи передней оси (по отношению к прототипу) при неизменной задней колее

бирались" сочетания входных параметров: колеи и радиусов передних и задних колес в относительных величинах по отношению к прототипу автомобиля в диапазоне 0,8..1,2.

В результате исследований сделаны следующие выводы:

- если значения свободных радиусов передних колес оставить неизменными, а свободные радиусы задних колес изменять в пределах 20 % значения по прототипу автомобиля, то линейные отклонения передней оси не изменяются, а слегка начинает заносить заднюю ось, но немного, в пределах погрешности расчета, т. е. менять радиус задних колес рассматриваемого прототипа автомобиля нецелесообразно;
- если значения свободных радиусов задних колес оставить неизменными, а свободные радиусы передних колес изменять в пределах 20 % значения по прототипу автомобиля, то линейные отклонения осей меняются существенно, что показано на рис. 6 и 7;
- оптимальное значение свободных радиусов колес является следующим: передних 0,9 значения по прототипу автомобиля, задних без изменений:
- в разных режимах движения изменение задней колеи практически не влияет на линейные отклонения;

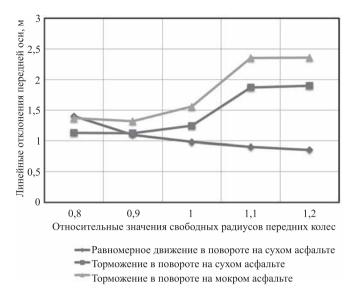


Рис. 6. Зависимость линейных отклонений передней оси автомобиля от относительных значений свободных радиусов передних колес (по отношению к прототипу) при неизменном радиусе задних колес

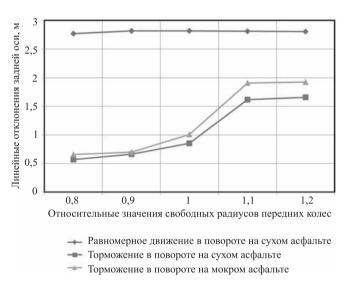


Рис. 7. Зависимость линейных отклонений задней оси автомобиля от относительных значений свободных радиусов передних колес (по отношению к прототипу) при неизменном радиусе задних колес

— увеличение передней колеи у рассматриваемого автомобиля (примерно на 7 %) дает оптимальное значение этого параметра для данного автомобиля.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

 Автомобильный справочник: Пер. с англ. 2-е изд., перераб. и доп. — М.: ЗАО "КЖИ "За рулем", 2004. — 992 с.

- 2. **Балакина Е. В., Зотов Н. М.** Определение взаимного расположения сил, реакций и зон трения в пятне контакта эластичного колеса с твердой поверхностью // Трение и износ. — 2015. — Т. 36, № 1. — С. 36—40.
- 3. **Повышение** устойчивости движения колесной машины путем выбора величины базы / Е. В. Балакина, А. В. Кочетков, Р. Р. Санжапов, Н. М. Зотов // Грузовик. 2015. № 12. С. 23—25.
- 4. **Балакина Е. В., Зотов Н. М.** Устойчивость движения колесных машин. Волгоград: РПК "Политехник", 2011. 464 с.
- 5. **Бухин Б. Л.** Введение в механику пневматических шин. М.: Химия, 1988. 223 с.
- FOCT P 52302—2004. Автотранспортные средства. Управляемость и устойчивость. Технические требования. Методы испытаний. — Москва: Издательство стандартов, 2005.
- 7. **Гинцбург Л. Л.** Устойчивость и управляемость автомобилей. Виртуальный анализ. М.: ГНЦ РФ ФГУП "НАМИ", 2013. 272 с.
- 8. **Зотов Н. М., Балакина Е. В., Федин А. П.** Определение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Ч. 1. // Автомобильная промышленность. 2006. № 8. С. 26—28.
- 9. **Зотов Н. М., Балакина Е. В., Федин А. П.** Определение коэффициента сцепления колеса с опорной поверхностью. Ч. 2. // Автомобильная промышленность. 2006. № 9. С. 20—21.
- 10. **Боковые силы** и устойчивость движения автомобиля в режиме торможения / Э. Н. Никульников, Ю. Н. Козлов, Е. В. Балакина, А. А. Ревин, Н. М. Зотов // Автомобильная промышленность. 2007. № 12. С. 15—17.
- 11. **Санжапов Р. Р.** Методика выбора базы колесной машины с учетом показателей устойчивости движения: Автореф. дисс. ... канд. техн. наук. Волгоград, 2016. 16 с.
- 12. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ № 2016618018. Российская Федерация. Программный комплекс StubAuto1 / Балакина Е. В.; заявитель и патентообладатель Волгоградский ГТУ; заявл. 06.04.2016. 2016612239; дата государственной регистрации в реестре программ для ЭВМ 19.07.2016.
- Тарасик В. П. Теория движения автомобиля: учебник для вузов. СПб.: БХВ-Петербург, 2006. 478 с.
- Modeling techniques for tires based on φ s diagram / E. V. Balakina, N. M. Zotov, A. P. Fedin, R. K. Borodin // Acta Technica CSAV (Ceskoslovensk Akademie Ved.). 2015. Vol. 60. No 2. P. 173–178.
- Reza N. Jazar. Vehicle Dynamics: Theory and Application. — Springer Science + Business Media, LLC, 2008. — 1015 p.

УДК 614.846.63 + 629.369

В. И. Баловнев, д-р техн. наук, МАДИ, e-mail: vibalovnev@mail.ru,

Р. Г. Данилов, канд. техн. наук, HAMИ, e-mail: romdanilov@mail.ru

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОГО РАДИУСА ВЫЕЗДА ПОЖАРНЫХ АВТОЦИСТЕРН

Своевременное прибытие пожарных автомобилей к месту пожара является одним из важнейших факторов, обеспечивающих успешную борьбу с огнем. В статье предложен расчетно-аналитический метод, позволяющий определить оптимальную зону размещения пожарных депо от объектов охраны (населенных пунктов) в зависимости от технических параметров пожарных автомобилей и условий эксплуатации.

**Ключевые слова:** пожарные автоцистерны, транспортно-технологические машины, оптимальные параметры, радиус выезда пожарных автоцистерн, оптимальная зона размещения, продолжительность рабочего цикла.

Timely arrival of fire engines to the fire is one of the most important factors for successful fire fighting. In the article the analytical method for determining the optimal deployment of fire stations from conservation units (settlements) depending on technical parameters of fire vehicles and operating conditions.

**Keywords.** Fire tankers, transport-technological machines, the optimal parameters, the radius of departure of fire trucks, the optimum placement zone, the duration of the working cycle.

Пожарные автоцистерны являются важной технологической частью системы пожаротушения городских и сельских населенных пунктов [1]. Они обеспечивают доставку боевого расчета и средств тушения к месту пожара, бесперебойную и непрерывную подачу воды и выполняют операцию возвращения машины за новой порцией воды.

В процессе работы пожарная автоцистерна рассматривается как транспортно-технологическая машина, выполняющая следующие операции: подготовка к движению (разогрев двигателя), транспортирование боевого расчета и средств тушения, тушение пожара (работа насоса) и возвращение на базу или за новой порцией средств тушения. Далее операции повторяются.

Оптимальный радиус выезда пожарной автоцистерны предлагается определять методом анализа четвертой координаты (продолжительности) рабочего процесса машины. Метод разработан в МАДИ и достаточно успешно применяется для землеройных и транспортно-технологических машин [2—5].

Структурная схема четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла пожарной автоцистерны, как транспортно-технологической системы, представляется в виде суммы продолжительностей ряда операций:

$$t_{\text{II}} = t_{\text{II}} + t_{\text{Tp}} + t_{\text{H}} + t_{\text{X}}, c,$$
 (1)

где  $t_{\Pi}$  — продолжительность подготовки к движению (разогрев двигателя, накачка пневмоси-

стемы);  $t_{\rm Tp}$  — продолжительность движения машины к месту пожара;  $t_{\rm H}$  — продолжительность операции тушения (стационарной работы насоса);  $t_{\rm X}$  — продолжительность операции возвращения машины без воды на заправку ("транспортно-холостая" операция). При предварительных расчетах продолжительность операции  $t_{\rm II}$  принимают  $t_{\rm II}$  = 38...40 с. Структурная схема дополняется анализом перемещаемых масс и действующих на машину активных сил и сопротивлений.

Тягово-энергетические параметры пожарных автоцистерн определяются режимами протекания основных операций рабочего цикла: транспортнорабочих  $t_{\rm TD}$  и  $t_{\rm H}$  и транспортно-холостых  $t_{\rm X}$ .

Продолжительность рабочего цикла  $t_{\rm ц}$  является важным показателем эффективности работы пожарной автоцистерны. От продолжительности рабочего цикла машины зависит время тушения и другие важные показатели эффективности рабочего процесса (энергоемкость, материалоемкость, себестоимость и др.).

Значение четвертой координаты (продолжительности) цикла получают преобразованием уравнения (1) в сумму из трех членов, которые определяют основные операции машины. Остальные слагаемые уравнения (1) замещаются коэффициентами влияния или, при необходимости, определяются аналитически:

$$t_{\rm II} = t_{\rm Tp} + t_{\rm H} + t_{\rm X}, \text{ c.}$$
 (2)

Для получения оптимальных значений технических параметров в зависимости от условий эксплуатации использован метод анализа математической модели четвертой координаты (продолжительности) рабочего процесса машины, который рассмотрен в ряде работ [6, 7]. Продолжительность операций рабочего цикла должна быть наименьшей. Технические параметры машины должны обеспечивать это условие.

Математическая модель четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла формируется на базе отношения:

$$t_{\text{II}} = \sum_{i=1}^{n} \frac{A_i}{N_i}$$
 или  $t_{\text{II}} = \frac{A_{\text{TP}}}{N_{\text{TD}}} + \frac{A_{\text{H}}}{N_{\text{H}}} + \frac{A_{\text{X}}}{N_{\text{X}}}, c,$  (3)

где  $A_{\rm Tp},\,A_{\rm H},\,A_{\rm X}$  — математические модели работы сил сопротивления, преодолеваемых машиной при выполнении рабочих и холостой операций, Дж;  $N_{\rm Tp},\,N_{\rm H},\,N_{\rm X}$  — математические модели мощности, которая может быть реализована машиной на выполнение рабочих и холостой операций, Вт.

Математическая модель работы сил сопротивления при движении на доставку цистерны, насоса и боевого расчета к месту работы. Сопротивление передвижению массы самой машины при необходимости учитывается коэффициентом влияния  $k_{\rm T}=2,5...5,0$ .

$$A_{\rm Tp} = q \gamma g f l_{\rm p}$$
 или  $A_{\rm Tp} = \frac{N l_{\rm p}}{v_{\rm p}}$ , Дж. (4)

Пояснения к обозначениям, принятым в формулах (4)—(15) приведены ниже.

Мощность на реализацию транспортных операций определяется моделью по реактивной мощности на ведущих колесах:

$$N_{\rm Tp} = m_{\rm M} g v_{\rm p} \varphi_{\rm c} k_{\rm \phi} k_{\rm p}. \tag{5}$$

Продолжительность движения автоцистерны с водой и насосом к месту пожара  $t_{\rm Tp}$  определяется соотношением:

$$t_{\rm Tp} = \frac{q\gamma f l_{\rm p}}{m_{\rm M} v_{\rm p}^2 k_{\rm p}}, \text{ c.}$$
 (6)

Продолжительность работы насоса на основании:

$$t_{\rm H} = \frac{q}{Q}$$

где  $Q = \frac{N\eta_{\rm H}}{p_{\rm H}}$ , определяется по формуле:

$$t_{\rm H} = \frac{qp_{\rm H}}{N\eta_{\rm H}}, \ \rm c. \tag{7}$$

Математическая модель работы сил сопротивления при холостом движении за новой порцией волы:

$$A_{x} = m_{M} g f l_{x}, \ \ \Delta x. \tag{8}$$

Мощность на реализацию холостой операции определяется моделью по формуле:

$$N_{\rm v} = Nk_{\rm v}, \, \mathrm{Br}. \tag{9}$$

Продолжительность холостого движения автоцистерны обратно за водой к месту заправки  $t_{\rm X}$  определяется зависимостью:

$$t_{\rm X} = \frac{m_{\rm M}gfl_{\rm X}}{Nk_{\rm X}}, \ \rm c. \tag{10}$$

Математическая модель четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла  $t_{\rm II}$  определяется на основании формул (3)—(10). Предварительный анализ движения пожарной машины выполняется по упрощенной схеме движения машины до места тушения пожара и движения к месту заправки за новой порцией воды:

$$t_{\rm II} = \frac{q\gamma f l_{\rm p} k_{\rm H}}{m_{\rm M} v_{\rm p} k_{\rm p}} + \frac{m_{\rm M} g f l_{\rm x}}{N k_{\rm x}}, \quad \text{c.}$$
 (11)

Первый член уравнения (11) определяет продолжительность транспортной операции  $t_{\rm Tp}$  с учетом работы насоса  $k_{\rm H}$ , второе слагаемое определяет продолжительность холостого передвижения обратно за водой  $t_{\rm v}$ .

Необходимо подчеркнуть, что дальность движения к пожару  $l_{\rm p}$  и дальность движения на заправку  $l_{\rm x}$  пожарной машины являются величинами неизвестными. Теоретический анализ пожарной машины как транспортно-технологической системы выполняется на основе теоретического детерминированного анализа и на основе статистическо-вероятностных значений  $(l_{\rm p}, l_{\rm x})$  этих величин. В формулах (1)—(11) принимается  $l_{\rm p} \neq 0, l_{\rm x} \neq 0$ .

Анализ математической модели четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла пожарной автоцистерны (11) показывает, что величина  $t_{\rm ц}$  зависит от снаряженной массы машины. С увеличением массы первый член выражения уменьшается, а второй — наоборот увеличивается.

Оптимальная масса пожарной цистерны с учетом рабочего и холостого перемещения определя-

ется на основании  $\frac{dt_{II}}{dm_{II}} = 0$  по формуле:

$$m_{\mathrm{M}_{\mathrm{OHT}}} = \left(\frac{Nq\gamma l_{\mathrm{p}} k_{\mathrm{H}} k_{\mathrm{x}}}{g v_{\mathrm{p}} l_{\mathrm{x}} k_{\mathrm{p}}}\right)^{1/2}, \quad \text{Kr.}$$
 (12)

Минимальная величина четвертой координаты (продолжительности) рабочего цикла  $t_{\rm H}$  находится

путем подстановки  $m_{\text{M}_{\text{опт}}}$  (12) в формулу (11). Четвертая координата (продолжительность) движения определяется по формуле (13). Зависимость определяет минимальную продолжительность движения в период одного цикла и учитывает движение пожарной машины к месту пожара и продолжительность движения к месту заправки цистерны новой порцией воды:

$$t_{\text{II}_{\text{min}}} = 2 \left( \frac{k_{\text{T}} q \gamma g l_{\text{p}} l_{\text{x}} f^2 k_{\text{H}}}{N v_{\text{p}} k_{\text{p}} k_{\text{x}}} \right)^{1/2}, \text{ c.}$$
 (13)

Оптимальная дальность перемещения пожарной автоцистерны  $l_{\rm cm}$  за рабочий цикл к месту пожара  $t_{\rm Tp}$  и за новой порцией воды  $t_{\rm X}$  (это может быть обратное движение) определяется по формуле (14) на основе статистическо-вероятностных значений величин  $l_{\rm p}$ ,  $l_{\rm y}$  или на основе теоретического анализа:

$$l_{\rm cm} = 2 \left( \frac{v_{\rm p} k_{\rm T} q \gamma g l_{\rm p} l_{\rm x} f^2 k_{\rm H}}{N k_{\rm p} k_{\rm x}} \right)^{1/2}, \text{ m.}$$
 (14)

В формуле (14) и (15) величины  $l_{\rm p},\ l_{\rm x}$  имеют статистические, вероятностные значения, определяемые экспериментально или на этапе предварительных теоретических расчетов. Формула (14) определяет общую продолжительность движения рабочее и обратное.

Теоретически возможный радиус выезда пожарной машины  $l_R$  может быть установлен по формуле (14). Математическая модель (14) работает при условии  $l_{\rm p}\neq 0,\ l_{\rm x}\neq 0.$  Вводят в (14) величины ( $l_{\rm p}+l_{\rm p.tex}$ ) и ( $l_{\rm x}+l_{\rm x.tex}$ ). Здесь  $l_{\rm p/x.tex}$  расстояние (вспомогательное, техническое), которое выполняет пожарная автоцистерна на конечных, завершающих участках основных операций в сложных условиях до выезда на магистраль, для обратного движения, на заправку, а также движения на базе. Величины  $l_{\rm p/x.rex}$  сравнительно небольшие и они могут изменяться в пределах 50...500 м. При  $l_{\rm p}=0$ ,  $l_{\rm x}=0$  вспомогательные величины  $l_{\rm p/x.rex}$  остаются

в зависимости (14). Важно также учесть увеличение продолжительности основных операций  $l_{\rm p}$  и  $l_{\rm x}$  при движении машины по населенному пункту в условиях уличного стеснения и маневрирования во дворах. Это положение учитывается общим коэффициентом  $k_{\rm T} = 1,3...3,5$ . Он зависит от плотности застройки населенного пункта. Величины  $l_{\mathrm{p}},\ l_{\mathrm{x}},\ l_{\mathrm{p/x.rex}}$  и  $k_{\mathrm{T}}$  определяются статистическим

Радиус выезда  $l_R$  определяется по формуле:

$$l_R = 2k_{\rm T} \left( \frac{v_{\rm p} q \gamma g l_{\rm p} l_{\rm x} f^2 k_{\rm H}}{N k_{\rm p} k_{\rm x}} \right)^{1/2}, \text{ M.}$$
 (15)

Величины  $l_{\rm p},\,l_{\underline{\chi},}\,l_{{\rm p/x.rex}}$  статистические и детерминированные. Ниже приведен пример расчета радиуса выезда  $l_R$  для конкретных условий эксплуатации пожарной машины и сопоставление результатов расчета с исследованиями Н. Н. Брушлинского [8].

В статье приняты следующие обозначения:

Q — производительность (расход) насоса, м $^{3}$ /с;

 $p_{\rm H}$  — давление насоса, H/м<sup>2</sup>;

 $v_{\rm p}$  — рабочая скорость машины, м/с; f — коэффициент сопротивления движению колес с дорогой;

 $\eta_{\rm H}$  — объемный к.п.д. насоса;

фс — коэффициент сцепления колеса с доро-

 $k_{\scriptscriptstyle \phi}$  — коэффициент распределения сцепного веса на ведущие колеса;

 $l_{\rm p}$  — дальность рабочего перемещения полностью загруженной автоцистерны — радиус вы-

 $l_{\rm x}$  — дальность холостого перемещения порожней автоцистерны, м;

q — вместимость цистерны, м<sup>3</sup>;  $\gamma$  — плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

 $m_{\scriptscriptstyle 
m M}$  — снаряженная масса пожарной автоцистерны, кг;

N — мощность двигателя, Вт;

g — ускорение свободного падения, м/ $c^2$ ;

 $l_R$  — радиус выезда пожарной машины, расстояние от базы до объекта тушения пожара, м;

 $k_{\scriptscriptstyle 
m T}$  — коэффициент, учитывающий затраты времени при движении машины по населенному пункту в условиях дворовых проездов;

 $k_{\rm H}$  — аналитическо-экспериментальный безразмерный коэффициент, учитывающий влияние на транспортировку массы насоса;

 $k_{\rm p}$  — аналитическо-экспериментальный безразмерный коэффициент, зависящий от условий эксплуатации при рабочем перемещении,

$$k_{\rm p} = k_{\rm \phi} \varphi_{\rm c} (1 - f \pm i)(1 - \delta) \eta k_{\rm 3J.p},$$

где f — коэффициент сопротивления передвижению пожарной автоцистерны с водой с учетом сопротивления воздуха, f = f<sub>тр</sub>k<sub>вз</sub>, принимает значение f<sub>тр</sub> = 0,01...0,05; k<sub>вз</sub> — коэффициент влияния сопротивления воздуха, k<sub>вз</sub> = 1,5...2,5;

 $k_{\rm x}$  — аналитическо-экспериментальный безразмерный коэффициент, зависящий от условий эксплуатации при холостом перемещении,

$$k_{\rm X} = k_{\rm \phi} \varphi_{\rm c} (1 - f \pm i)(1 - \delta) \eta k_{\rm 3.H.X},$$

где i — уклон местности;

 $\delta$  — коэффициент буксования;

η — к.п.д. трансмиссии;

 $k_{\rm 3д.p}, k_{\rm 3д.x}$  — коэффициенты загрузки двигателя при рабочем и холостом движении машины.

Гистограмма и плотность распределения радиуса выезда  $l_R$  пожарного автомобиля на тушение пожара в городских районах (дальности следования на пожар) приведена на рис. 1 [8]. Наибольшая вероятность радиуса выезда обозначена  $l_R$ . Из (15) следует, что величина  $l_R$  зависит от ряда технико-эксплуатационных параметров. Выполнена работа по сопоставлению расчета по формуле (15) с наиболее вероятным радиусом выезда  $l_R$ .

Расчет по предложенным зависимостям выполнен с использованием следующих технико-эксплуатационных параметров: мощность 200...260 кВт, вместимость цистерны 7...8 м³, скорость 60...80 км/ч,  $l_{\rm x}=0$ ,  $l_{\rm x.tex}=100$  м,  $l_{\rm p}=5...6$  км, для населенных пунктов средней величины 6 км, f=0,017...0,03;  $k_{\rm p}=k_{\rm x}=0,4$ ,  $k_{\rm T}=3,0...4,5$  [8].

Прогнозируемая расчетная величина радиуса выезда  $l_R$  по формуле (15) на рис. 1 заштрихована в пределах 4...7 км. Приведенный материал

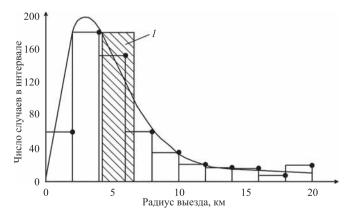


Рис. 1. Гистограмма и плотность распределения радиуса выезда пожарной автоцистерны в городских условиях [8]; заштрихована оптимальная рабочая зона

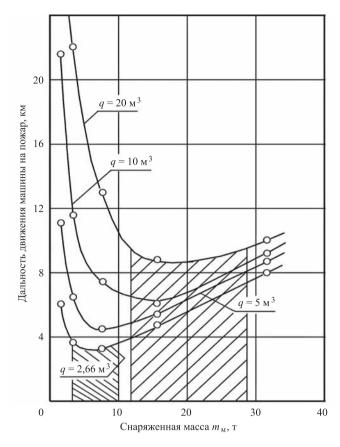


Рис. 2. Изменение дальности передвижения от снаряженной массы и вместимости цистерны машины при скорости движения 80 км/ч и мощности 130 кВт

позволяет говорить о сопоставимости расчетных величин  $I_R$  с экспериментом. Приближенные расчеты иллюстрирует рис. 2.

Рассмотренные зависимости позволяют прогнозировать рациональные технические параметры пожарного автомобиля как транспортнотехнологической машины: массу  $m_{\rm M}$ , мощность N, радиус выезда  $l_R$  и ряд других. Они определяют высокую эффективность работы транспортнотехнологической машины в соответствующих условиях эксплуатации.

Зависимость (15) определяет оптимальное значение дальности перемещения машины в зависимости от условий эксплуатации и технических параметров машины. Пожарная автоцистерна с определенными техническими параметрами имеет оптимальную (вероятностную) зону обслуживания.

Важным эксплуатационным параметром автоцистерны является величина оптимальных дальностей транспортно-технологического движения машины: рабочего движения  $l_{\rm p}$  и движения с пустой цистерной за новой порцией воды  $l_{\rm x}$ .

Влияние величин  $l_{\rm p}$ ,  $l_{\rm x}$  на параметры пожарной машины как транспортно-технологической системы устанавливаются теоретически по формулам (1)—(15), на основе широкого статистического анализа в зависимости от крупности населенного пункта. На основе рассмотренных зависимостей прогнозируются ожидаемые другие технико-эксплуатационные параметры: минимальная величина продолжительности рабочего цикла  $t_{\rm u.min}$ , оптимальная масса, мощность и другие параметры машины. Более подробно предлагаемый метод рассмотрен в работе [9].

Параметры, рассчитанные по формулам (11)— (15), обеспечивают наименьшую продолжительность выезда на пожар в соответствующих условиях эксплуатации. Этот показатель является одной из важнейших характеристик эффективности работы пожарной машины.

Оптимальная величина дальности транспортно-технологического рабочего движения  $l_R$  определяет радиус оптимальной зоны выезда пожарной машины. Это способствует сокращению времени ликвидации пожара при работе одной пожарной автоцистерны. За пределами оптимальной рабочей зоны работа транспортно-технологической машины будет менее эффективна.

Предлагаемый метод расчета может быть использован для определения оптимальной зоны действия пожарных автомобилей определенного типа — возможности размещения пожарных депо с этими машинами на определенном удалении от объектов, охраняемых от пожара.

С помощью предлагаемой методики может быть решена и обратная задача — определение оптимальных параметров пожарных автоцистерн (мощности, массы, скорости и др.) для заданных условий эксплуатации (дальности перемещения, условий движения и других факторов). Это позволяет с помощью расчетно-аналитического метода для конкретных условий эксплуатации подобрать машину с наиболее рациональными параметрами.

#### БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

- 1. **Данилов Р. Г.** Пожарные автомобили на шасси 3ИЛ // Грузовик &. 2004. № 10. С. 2—5.
- 2. Одноковшовые экскаваторы и землеройно-транспортные машины. Развитие техники. Устройство. Расчет. Выбор: в 2 кн. Кн. 1. Одноковшовые экскаваторы: учеб. пособие / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. Москва, Белгород: Изд-во БГТУ, 2017. 370 с.
- 3. Одноковшовые экскаваторы и землеройно-транспортные машины. Развитие техники. Устройство. Расчет. Выбор: в 2 кн. Кн. 2. Землеройно-транспортные машины: учеб. пособие / В. И. Баловнев, С. Н. Глаголев, Р. Г. Данилов и др.; под общ. ред. В. И. Баловнева. Москва; Белгород: Изд-во БГТУ, 2017. 386 с.
- 4. **Машины для содержания** городских и автомобильных дорог: в 2 кн. Кн. 1. Содержание дорог в летний период: учеб. пособие для вузов / В. И. Баловнев, Р. Г. Данилов, А. Г. Савельев; под ред. В. И. Баловнева. 3-е изд., доп. и перераб. М.: Техполиграфцентр, 2013. 333 с.
- Машины для содержания городских и автомобильных дорог: в 2 кн. Кн. 2. Содержание дорог в зимний период: учеб. пособие для вузов / В. И. Баловнев, Р. Г. Данилов, А. Г. Савельев; под ред. В. И. Баловнева. —3-е изд., доп. и перераб. — М.: Техполиграфцентр, 2013. —343 с.
- 6. **Баловнев В. Й., Данилов Р. Г.** Продолжительность рабочего процесса важный показатель эффективности технологической машины // Механизация строительства. 2016. № 3. С. 34—38.
- 7. **Баловнев В. И., Данилов Р. Г., Дворковой В. Я.** Определение параметров и выбор транспортнотехнологических машин по критерию минимальной стоимости единицы продукции // Механизация строительства. 2016. № 12. С. 32—37.
- 8. **Брушлинский Н. Н., Колганов В. А.** Моделирование продолжительности тушения пожара // Сб. науч. тр. М.: ВНИИПО МВД СССР, 1982. С. 39—46.
- 9. Пожарные автомобили. Развитие. Конструкция. Расчет: учеб. пособие / В. И. Баловнев, С. Н. Иванченко, Р. Г. Данилов, А. В. Лещинский; под общ. ред. В. И. Баловнева. Хабаровск: Издво Тихоокеан. гос. ун-та, 2018. 204 с.