

**ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ВИБРАЦИОННЫЙ СТЕНД
ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ
КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТНОЙ ПАРЫ
«ТОКОПРИЕМНИК — КОНТАКТНЫЙ ПРОВОД»**

**ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ПОЛУВАГОНА
ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НАКЛАДНЫХ ВИБРОМАШИН
С ЧАСТОТОЙ НАГРУЖЕНИЯ 16 ГЦ**

**МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ
КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА
ПРИ АВАРИЙНЫХ СТОЛКНОВЕНИЯХ**



МЕЖДУНАРОДНЫЙ РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

1. Александр Ефимов, профессор, главный редактор журнала «Транспорт Урала», Екатеринбург, Россия
2. Александер Сладковски, д-р техн. наук, профессор, Силезский технический университет, Польша
3. Эдуард Горкунов, д-р техн. наук, профессор, академик РАН, Екатеринбург, Россия
4. Аксель Шмидер, д-р, «Сименс АГ», отраслевой сектор, департамент транспорта «Железнодорожное строительство», Эрланген, Германия
5. Эрки Хамалайнен, д-р экон. наук, университет Аалто, Школа экономики, Финляндия
6. Валерий Доманский, д-р техн. наук, профессор, Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт», Харьков, Украина

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

1. Александров Александр Эрнстович, д-р техн. наук, доцент, научный редактор, Екатеринбург
2. Булаев Владимир Григорьевич, д-р техн. наук, доцент, Екатеринбург
3. Галиев Ильхам Исламович, д-р техн. наук, профессор, Омск
4. Грицык Валерий Иванович, д-р техн. наук, профессор, Ростов
5. Козлов Петр Алексеевич, д-р техн. наук, профессор, Москва
6. Комаров Константин Леонидович, д-р техн. наук, профессор, Новосибирск
7. Лапшин Василий Федорович, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
8. Ларин Олег Николаевич, д-р техн. наук, доцент, Москва
9. Ледяев Александр Петрович, д-р техн. наук, профессор, Санкт-Петербург
10. Резник Леонид Григорьевич, д-р техн. наук, профессор, Тюмень
11. Румянцев Сергей Алексеевич, д-р техн. наук, с.н.с., Екатеринбург
12. Сай Василий Михайлович, д-р техн. наук, профессор, зам. главного редактора, Екатеринбург
13. Смольянинов Александр Васильевич, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
14. Туранов Хабибулла Туранович, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
15. Умняшкин Владимир Алексеевич, д-р техн. наук, профессор, Ижевск
16. Хоменко Андрей Павлович, д-р техн. наук, профессор, Иркутск

INTERNATIONAL EDITORIAL BOARD

1. Alexander Efimov, professor, editor-in-chief of the journal "Transport of the Urals", Ekaterinburg, Russia
2. Alexander Sladkowski, professor, Silesian University of Technology, Poland
3. Eduard Gorkunov, DSc, professor, academician of Russian Academy of Sciences, Ekaterinburg, Russia
4. Axel Schmieder, DSc, Siemens AG, Industry Sector, Mobility Division, Transportation Engineering, Erlangen, Germany
5. Erkki Hamalainen, DSc, Aalto University School of Economics, Finland
6. Valeriy Domansky, DSc, professor of National technical University "Kharkiv politechnical institute", Kharkiv, Ukraine

EDITORIAL BOARD

1. Alexandrov Alexander Ernstovich, DSc, associate professor, science editor, Ekaterinburg
2. Bulaev Vladimir Grigorievich, DSc, associate professor, Ekaterinburg
3. Galiev Ilkham Islamovich, DSc, professor, Omsk
4. Gritsyk Valeriy Ivanovich, DSc, professor, Rostov
5. Kozlov Petr Alexeyevich, DSc, professor, Moscow
6. Komarov Konstantin Leonidovich, DSc, professor, Novosibirsk
7. Lapshin Vasily Fedorovich, DSc, professor, Ekaterinburg
8. Larin Oleg Nikolayevich, DSc, associate professor, Moscow
9. Ledyayev Alexander Petrovich, DSc, professor, Saint-Petersburg
10. Reznik Leonid Grigorievich, DSc, professor, Tumen
11. Rumyantsev Sergey Alexeyevich, DSc, senior staff scientist, Ekaterinburg
12. Say Vasily Mikhaylovich, DSc, professor, deputy editor-in-chief, Ekaterinburg
13. Smolyaninov Alexander Vasiliyevich, DSc, professor, Ekaterinburg
14. Turanov Khabibulla Turanovich, DSc, professor, Ekaterinburg
15. Umnyashkin Vladimir Alexeyevich, DSc, professor, Izhevsk
16. Khomenko Andrey Pavlovich, DSc, professor, Irkutsk

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА

Е. Б. Азаров, С. А. Румянцев, А. М. Шихов. Экспериментальный вибрационный стенд для исследований динамики колебательных систем 3

Т. А. Волкова, С. С. Волков. Влияние случайных нагрузок на долговечность элементов конструкций вагонов метро 8

В. С. Паршина. Прогнозирование численности работников транспортной отрасли по видам деятельности 13

Е. А. Русакова. Модель влияния внешней среды на риски чрезвычайных происшествий при проектировании объектов инфраструктуры 17

В. Ю. Баскал, Н. Ф. Сирина. Анализ организации текущего отцепочного ремонта вагонов 22

В. А. Городокин, В. Л. Поляцко. Проблемы регламентирования выбора скорости в Правилах дорожного движения 27

GENERAL TRANSPORT PROBLEMS

E. B. Azarov, S. A. Romyantsev, A. M. Shikhov. Experimental vibration table to study oscillatory system dynamics 3

T. A. Volkova, S. S. Volkov. Influence of random loads on the service life of structural elements of subway cars 8

V. S. Parshina. Forecasting headcount in transport industry businesses by activity types 13

E. A. Rusakova. Model of environmental influence on emergency incidents risk for infrastructure facilities design 17

V. Yu. Baskal, N. F. Sirina. Analysis of current uncoupling repair management 22

V. A. Gorodokin, V. L. Polyatsko. Issues of driving speed regulation in Road Traffic Rules 27

ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО

В. Ф. Лапшин, К. О. Долгих. Оценка нагруженности кузова полувагона при воздействии накладных вибраторов с частотой нагружения 16 Гц 33

С. Г. Казакова, Н. Ф. Сирина. Повышение эффективности функционирования эксплуатационного вагонного депо 38

RAILWAY CARS AND CARRIAGE EQUIPMENT

V. F. Lapshin, K. O. Dolgikh. Evaluation of open wagon loading on exposure to overhead vibrators with loading frequency of 16 Hz 33

S. G. Kazakova, N. F. Sirina. Improving operating effect of wagon depot 38

ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ И ТЯГА

Э. М. Рязанов, М. В. Жуйков, А. Э. Павлюков. Моделирование работоспособности крэш-системы электропоезда при аварийных столкновениях 44

ROLLING STOCK AND TRACTION

E. M. Ryazanov, M. V. Zhuykov, A. E. Pavlyukov. Simulation of electric train crash system performance at collision 44

ПУТЬ И ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО

А. О. Клементьев, Д. Н. Смердов, М. Н. Смердов. Экспериментальные исследования прочности и деформативности изгибаемых железобетонных элементов, армированных в сжатой и растянутой зоне неметаллической композиционной арматурой 50

RAILWAY CONSTRUCTION AND RAILWAY TRACK

A. O. Klementyev, D. N. Smerdov, M. N. Smerdov. Experimental studies of the strength and deformability of bending concrete members with nonmetallic composite reinforcement in compression and tension zone 50

ГРУЗОВЫЕ И ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ

Н. А. Тушин, Н. Н. Улижева. Роль экспедиционных предприятий в транспортных процессах 56

CARGO AND PASSENGER TRANSPORTATION

N. A. Tushin, N. N. Ulizheva. The role of forwarding companies in transport processes 56

ТЕХНОСФЕРНАЯ БЕЗОПАСНОСТЬ

С. О. Белинский. Исследования параметров электромагнитных полей в электроустановках тяговых подстанций 59

TECHNOSPHERIC SAFETY

S. O. Belinskiy. Study of electromagnetic field parameters in electrical installations of traction substations 59

ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ

И. Г. Дутов, А. В. Ефимов, Д. А. Ефимов. Двойной гибкий фиксатор контактной подвески 63

М. Ю. Пустоветов. Компьютерное моделирование преобразователя собственных нужд электровоза: решение прямой и обратной задач 69

Д. А. Ефимов. Определение параметров контактной пары «токоприемник — контактный провод» 72

ELECTRIC SUPPLY

I. G. Dutov, A. V. Efimov, D. A. Efimov. Double flexible catenary latch 63

M. Yu. Pustovetov. Computer simulation of electric locomotive auxiliary converter: forward and inverse solutions 69

D. A. Efimov. Determining parameters of «pantograph — contact wire» contact pair 72

ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ ТЯГА

С. Н. Заикин, О. Б. Соколов. Математическое моделирование стационарных режимов работы линейного синхронного двигателя для поезда с электродинамическим подвесом 76

А. Я. Калинин. К вопросу снижения весовых показателей тиристорных преобразователей электроподвижного состава 83

ELECTRIC TRACTION

S. N. Zaikin, O. B. Sokolov. Mathematical modeling of steady-state operation modes of linear synchronous motor for electrodynamic suspension train 76

A. Ya. Kalinichenko. On the issue of reducing weight of thyristor converters of electric rolling stock 83

АВТОМОБИЛЬНЫЙ ТРАНСПОРТ

А. В. Гриценко, К. В. Глемба, О. Н. Ларин. Разработка метода диагностирования масляных фильтроэлементов двигателя внутреннего сгорания 88

Д. А. Захаров, В. Н. Карнауков, И. В. Карнаухова. Расчет топливной экономичности автомобилей при низких температурах 93

А. Г. Журавлев. Выбор рациональной грузоподъемности карьерных автосамосвалов для конкретных условий транспортирования 96

М. А. Мацулевич, Е. А. Лазарев. Влияние смешанного регулирования мощности на рабочий цикл бензинового двигателя 102

Н. В. Якунина. Система организации допуска претендентов на право оказания услуг по перевозке пассажиров автомобильным транспортом 106

MOTOR TRANSPORT

A. V. Gritsenko, K. V. Glemba, O. N. Larin. Development of oil filter elements diagnosis method for combustion engines 88

D. A. Zakharov, V. N. Karnaukhov, I. V. Karnaukhova. Calculation of car fuel efficiency at low temperatures 93

A. G. Zhuravlev. Choice of rational capacity of haul trucks for specific transportation conditions 96

M. A. Matsulevich, E. A. Lazarev. Effect of combined power control on gasoline engine duty cycle 102

N. V. Yakunina. Bidders qualification system for passenger road transportation services 106

УДК 531

Евгений Борисович Азаров, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Сергей Алексеевич Румянцев, доктор технических наук, профессор кафедры «Высшая и прикладная математика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Андрей Михайлович Шихов, ассистент кафедры «Мосты и транспортные тоннели» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ ВИБРАЦИОННЫЙ СТЕНД ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИНАМИКИ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ СИСТЕМ

UDC 531

Evgeny Borisovich Azarov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Electric Machinery, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Sergey Alexeyevich Rumyantsev, DSc in Engineering, Professor, Department of Higher and Applied Mathematics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Andrey Mikhaylovich Shikhov, Assistant, Department of Bridges and Tunnels, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Experimental vibration table to study oscillatory system dynamics

Аннотация

Статья посвящена описанию экспериментального вибрационного стенда «Динамика вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями» ДВМ-014. Он предназначен для проведения натурных исследований и лабораторных экспериментов по изучению динамики одно- и двухмассной колебательных систем при различных способах возбуждения колебаний в широком диапазоне изменения механических, геометрических и электромеханических параметров колеблющейся электромеханической системы как в стационарном, так и в нестационарном режимах (пуск, удары, выбег). Лабораторный стенд допускает установку до трех независимо вращающихся вибровозбудителей, согласованная работа которых достигается за счет известного феномена самосинхронизации. Специализированное программное обеспечение, разработанное для стенда, позволяет формировать выходные данные каждого эксперимента в табличном и графическом видах.

Ключевые слова: динамика, вибротранспортирующие машины, самосинхронизация, математическое моделирование, натурный эксперимент, лабораторный стенд.

Summary

The article describes experimental vibration table «Dynamics of vibrating machines with self-synchronizing exciters» DVM-014. It is designed to be used in field tests and laboratory experiments to study the dynamics of single-mass and dual-mass oscillatory systems with different methods of excitation of oscillations in a wide range of mechanical, geometric and electromechanical parameters of oscillating electromechanical systems both in stationary and non-stationary modes (start, shocks, override). The laboratory bench allows installation of up to three independently rotating exciters whose operation is harmonized due to well-known phenomenon of self-synchronization. The specialized software designed for the stand allows generating output data of each experiment in tabular and graphical forms.

Keywords: dynamics, vibration transport devices, self-synchronization, mathematical modeling, full-scale experiment, laboratory bench.

ВВЕДЕНИЕ

В современном индустриальном мире одним из приоритетных направлений является повышение объемов производства и производительности работ. Для повышения производительности и выявления лимитирующих участков необходимо провести комплексный анализ технологических процессов. В горноперерабатывающей отрасли, на транспорте, а также в прочих сферах индустрии, связанных с обработкой и перевозками сыпучих материалов, как правило, к числу лимитирующих факторов относится производительность вибротранспортирующей машины (например, грохота), представляющей собой важный элемент производственной цепи.

Развитие компьютерных технологий сделало возможным создание сложных математических моделей, описывающих работу различных машин, механизмов и технологических процессов в целом. Однако из-за ряда допущений, используемых при таких разработках, возникает вероятность неполной достоверности результатов моделирования. Один из путей решения этой проблемы — синтез математического моделирования и натурального эксперимента. Данная статья посвящена описанию экспериментального лабораторного комплекса, предназначенного для проведения натурных исследований движения вибротранспортирующей машины с различными параметрами.

Классическая вибротранспортирующая машина (ВТМ) состоит из монолитного твердого тела — рабочего органа (РО), закрепленного на фундаменте посредством пружин, позволяющих ему совершать плоскопараллельное движение, и вибровозбудителей (ВВ), приводящих РО в движение (рис. 1).

3

Октябрь – Декабрь

Многие современные ВТМ используют принцип самосинхронизации вращения ВВ. Чаще всего в качестве ВВ выступают механические дебалансные вибраторы, приводимые в движение электродвигателями.

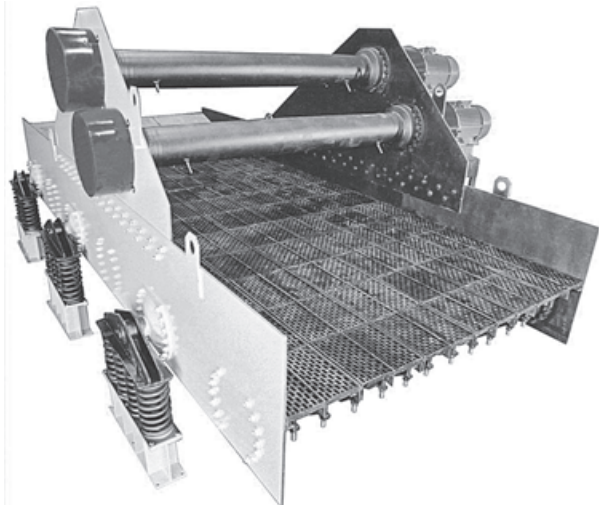


Рис. 1. Общий вид одной из вибрационных машин

Изучению вибрационных машин, пусковых процессов и нестационарной динамики установившихся колебаний ВТМ посвящены труды многих советских и российских ученых (в частности, [1–4]), в ряде работ рассматриваются двухмассные ВТМ [5, 6], особое внимание уделено взаимному влиянию вибромашины на электродвигатели [7, 8]. Отдельным и одним из наиболее перспективных направлений в модернизации ВТМ являются исследования динамики не применявшегося и не изученного ранее типа ВТМ — машин с тремя независимо вращающимися дебалансными ВВ [9–11].

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ДИНАМИКИ ВТМ

Система дифференциальных уравнений, описывающих движение ВТМ с самосинхронизирующимися ВВ, была получена и исследована И. И. Блехманом [1]. Для численных экспериментов была использована рассмотренная в работах [3, 4] система дифференциальных уравнений, содержащая дополнительные слагаемые, позволяющие более точно описывать неустановившиеся движения ВТМ с n -дебалансными вибровозбудителями.

Позднее в работах С. А. Румянцева и Е. Б. Азарова [7, 8] эта система была расширена уравнениями электродинамики и описаны дифференциальные уравнения движения электромеханической системы «вибромашина — электропривод» в случае независимо вращающихся ВВ, а также определены числовые значения параметров, входящих в систему дифференциальных уравнений (1). В качестве приводных для ВТМ могут быть использованы асинхронные двигатели как основного исполнения, так и их модификации.

Данная система дифференциальных уравнений описывает одномассную электромеханическую систему «вибромашина — приводные электродвигатели» как единое целое.

В работах С. А. Румянцева и Г. В. Васильевой [5, 6] была получена система дифференциальных уравнений, описывающая нестационарную динамику двухмассных вибрационных машин как для случая расположения пассивного РО над активным, так и наоборот.

$$\begin{aligned} \ddot{x} &= \frac{1}{M} \left[-k_x \dot{x} - k_{x\varphi} \dot{\varphi} - c_x x - c_{x\varphi} \varphi + \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i \sin \varphi_i + \dot{\varphi}_i^2 \cos \varphi_i) \right], \\ \ddot{y} &= \frac{1}{M} \left[-k_y \dot{y} - k_{y\varphi} \dot{\varphi} - c_y y - c_{y\varphi} \varphi + \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i (\ddot{\varphi}_i^2 \sin \varphi_i - \ddot{\varphi}_i \cos \varphi_i) - F_{уд} \right], \\ \ddot{\varphi} &= \frac{1}{J} \left[-k_{x\varphi} \dot{x} - k_{y\varphi} \dot{y} - k_\varphi \dot{\varphi} - c_{x\varphi} x - c_{y\varphi} y - c_\varphi \varphi + \sum_{i=1}^n m_i \varepsilon_i r_i (\ddot{\varphi}_i^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \varphi) - \ddot{\varphi}_i \cos(\varphi_i - \delta_i - \varphi)) + M_{уд} \right], \\ \ddot{\varphi}_i &= \frac{1}{J_i} \left[A_i (\psi_{i2} \psi_{i3} - \psi_{i1} \psi_{i4}) - R_i(\dot{\varphi}_i) \right] + \\ &+ \frac{m_i \varepsilon_i}{J_i} \left[\ddot{x} \sin \varphi_i - \ddot{y} \cos \varphi_i - g \cos \varphi_i - \right. \\ &\left. - r_i \ddot{\varphi} \cos(\varphi_i - \delta_i - \varphi) - r_i \dot{\varphi}^2 \sin(\varphi_i - \delta_i - \varphi) \right], \\ \dot{\psi}_{i1} &= U_m \cos(\omega_c t + \alpha) - K_{i1} \psi_{i1} + K_{i2} \psi_{i3}, \\ \dot{\psi}_{i2} &= U_m \sin(\omega_c t + \alpha) - K_{i1} \psi_{i2} + K_{i2} \psi_{i4}, \\ \dot{\psi}_{i3} &= -K_{i3} \psi_{i3} + K_{i4} \psi_{i1} - p_i \dot{\varphi}_i \psi_{i4}, \\ \dot{\psi}_{i4} &= -K_{i3} \psi_{i4} + K_{i4} \psi_{i2} + p_i \dot{\varphi}_i \psi_{i3}, \\ (i &= 1, \dots, n). \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь n — количество ВВ, установленных на РО вибромашины; x, y — координаты центра масс РО в некоторой декартовой системе координат, жестко связанной с фундаментом (рис. 2); φ — угловая координата РО, т. е. угол поворота подвижной системы координат (u, v), жестко связанной с РО относительно неподвижной системы координат (отсчитывается против часовой стрелки); φ_i — угловые координаты (отсчитываются против часовой стрелки) i -го ВВ, иными словами, углы поворота центров масс дебалансов по отношению к неподвижной оси Ox (на рис. 2 условно показан один ВВ, обозначенный индексом i); M — масса машины; J — момент инерции РО; J_i — момент инерции i -го ВВ; m_i — масса i -го ВВ; ε_i — радиус инерции i -го дебаланса относительно оси вращения; δ_i — угол, задающий положение i -го дебаланса относительно оси; r_i — расстояние от центра масс до оси вращения i -го дебаланса; $F_{уд}$ и $M_{уд}$ — сила и момент ударного воздействия соответственно относительно центра масс; $c_x, c_y, c_\varphi, c_{x\varphi}, c_{y\varphi}$ — обобщенные коэффициенты жесткости упругих опорных элементов; $k_x, k_y, k_\varphi, k_{x\varphi}, k_{y\varphi}$ — коэффициенты вязкого сопротивления, соответствующие указанным в индексах обобщенным координатам; I_i — индексы направления вращения i -го дебаланса, значение которых принимается +1 для дебалансов,

вращающихся против часовой стрелки, и -1 — для дебалансов, вращающихся по часовой стрелке; $R_i(\dot{\phi}_i)$ — момент сил сопротивления вращению системы « i -й электродвигатель — передающий механизм — вибровозбудитель»; g — ускорение свободного падения; Ψ_{i1}, Ψ_{i2} — полные потокосцепления обмоток статора по осям α, β ; Ψ_{i3}, Ψ_{i4} — полные потокосцепления обмоток ротора по осям α, β ; U_m — амплитудное значение напряжения сети; ω_c — угловая частота напряжения сети; α — начальная фаза сети; p_i — число пар полюсов i -го двигателя; $A_i, K_{i1}, K_{i2}, K_{i3}, K_{i4}$ — коэффициенты, учитывающие индуктивности статора и ротора.

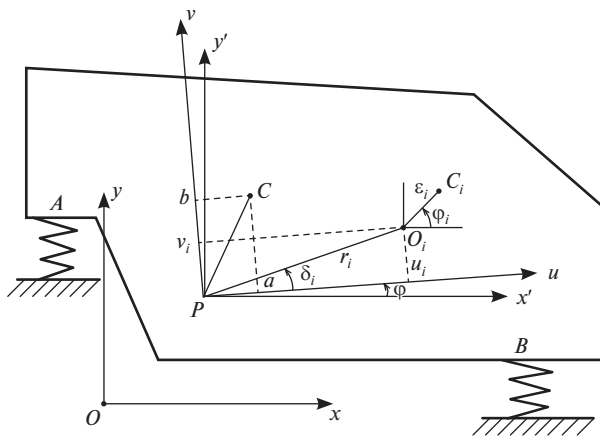


Рис. 2. Расчетная схема ВТМ

Для исследования асинхронных двигателей с симметричными обмотками была использована система ортогональных координат α, β , неподвижных относительно статора [12], и, для того чтобы не вводить тройную индексацию потокосцеплений, введены следующие обозначения:

$$s\alpha = 1; s\beta = 2; r\alpha = 3; r\beta = 4.$$

В приведенной выше системе дифференциальных уравнений первые три уравнения описывают движение рабочего органа машины, последующие — вращение i -го ВВ (ротора электродвигателя). Таким образом, в общем случае система дифференциальных уравнений будет содержать $3 + 5n$ уравнений, где n — количество ВВ.

Математическое моделирование — весьма экономичный вид исследований, но тем не менее его основные качественные выводы желательно проверить экспериментально. Для этого авторами совместно с ООО «Научно-производственное предприятие «Учебная техника — Профи» (Челябинск) была разработана и создана экспериментальная модель вибрационного стенда — учебно-лабораторный комплекс «Динамика вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями» ДВМ-014, предназначенный для проведения натурных исследований и лабораторных работ по изучению динамики и оптимизации схемотехнических и программно-технических решений одномассной и двухмассной колебательных систем при различных расположениях вибровозбудителей.

ОПИСАНИЕ ВИБРОСТЕНДА

Конструкция вибрационного стенда с расположением ВВ, соответствующим рабочей конфигурации в математической модели, представлена на рис. 3. Данный комплекс позволяет задавать возбуждающее воздействие в различных точках колебательной системы с различной интенсивностью, определять до шести перемещений движущихся масс в различных точках и направлениях, а также фазные напряжения и токи трех электродвигателей, являющихся приводными для ВВ.

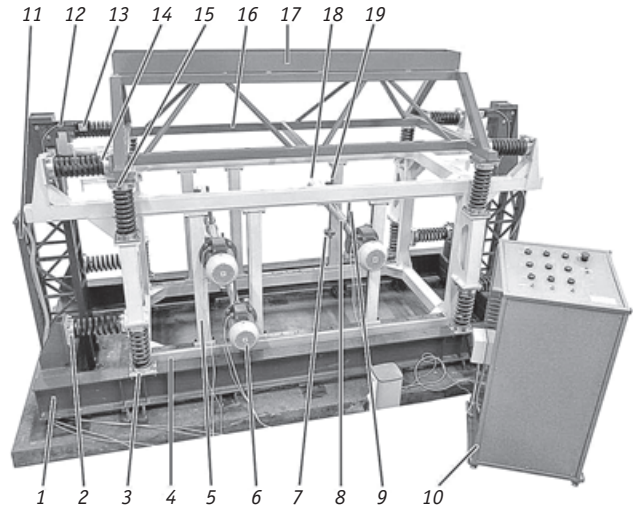


Рис. 3. Учебно-лабораторный комплекс ДВМ-014:

1 — основание; 2 — блок горизонтальных пружин активного РО; 3 — блок вертикальных пружин активного РО; 4 — активный РО; 5 — стойка для установки ВВ; 6 — приводной двигатель АИР 71 В6; 7 — дебаланс изменяемой массы; 8 — вал ВВ; 9 — шпильки для установки дебалансов; 10 — пульт управления комплексом; 11 — стойка для крепления кронштейнов; 12 — кронштейн для крепления датчика перемещения; 13 — датчик перемещения LAS-T5-100; 14 — блок горизонтальных пружин пассивного РО; 15 — блок вертикальных пружин пассивного РО; 16 — пассивный рабочий орган; 17 — короб для размещения дополнительного груза; 18 — балансиры для компенсации массы двигателей; 19 — кронштейны с подшипниками для установки валов на стойки

Основание стенда закреплено на фундаменте путем приварки опорных ребер к закладным пластинам в фундаменте. На основание возможна установка двух рабочих органов (одновременно либо по отдельности), один из которых является пассивным, а на втором (активном) имеется возможность установки до трех дебалансных ВВ в различных точках. Рабочие органы устанавливаются друг на друга и на основание через пружинные блоки различной жесткости.

Данный лабораторный комплекс обеспечивает: выход на режим самосинхронизации ВВ при установке как двух, так и трех независимо вращающихся дебалансных ВВ; поступательное движение центра масс рабочих органов в рабочем режиме при двух работающих вибровозбудителях; колебательные движения рабочих органов, в том числе в переходном режиме при резонансе; возможность изменения положения осей всех трех ВВ в пределах габаритов активного рабочего органа;

возможность моделировать удар с энергией до 20 Дж, вызванный падением монолитной массы на рабочий орган;
возможность дальнейшей модернизации за счет изменения количества ВВ, типа и мощности приводных электродвигателей, параметров пружинных блоков.

Конструкция ВВ обеспечивает изменение массы и радиуса инерции дебалансов. Масса дебалансов варьируется за счет различной компоновки грузов массой 0,1, 0,2, 0,4, 0,8 кг на каждый ВВ. Радиус установки дебалансов от оси вращения варьируется от 0,05 до 0,20 м. Устройства крепления вибровозбудителей на активном рабочем органе обеспечивают дискретность перемещения вибровозбудителя по вертикали и горизонтали с шагом 80 мм. Вибровозбудители вместе с приводным двигателем имеют симметричное распределение массы относительно вертикальной плоскости, проходящей через центр стэнда вдоль его большей стороны, и приводятся в движение от трехфазных асинхронных двигателей АИР 71 В6.

На пассивном РО возможна установка в процессе работы дополнительных масс от 5 до 20 кг (с шагом 5 кг) с надежной фиксацией к РО. В верхней части пассивного РО имеется приемный бункер для падающей массы при имитации удара. Также предусмотрена возможность крепления пассивного РО к активному посредством жестких стоек (вместо пружинных блоков) для создания одномассной ВТМ больших габаритов и массы, а также моделирования удара на одномассной ВТМ.

Габаритные размеры стэнда с двумя рабочими органами (длина × ширина × высота) — 3200×1400×1800 мм. Масса — 950 кг.

Измерительная система стэнда включает систему измерения перемещения обоих рабочих органов и систему измерения электрических параметров двигателей: напряжения питания, фазных токов, активной и реактивной мощности.

Данные с систем измерения синхронизированы по времени и собираются на ПЭВМ через модуль согласования и плату аналогово-цифрового преобразования.

Датчики перемещения установлены на отдельных стойках, закрепленных к неподвижному основанию. Измеряются вертикальные перемещения средних нижних точек с двух сторон по длине и горизонтальное перемещение средней точки обоих рабочих органов.

Перемещения рабочих органов измеряются бесконтактными датчиками оптического типа WayCon LAS-T5-100 (рис. 4): измеряемый диапазон перемещения от 30 до 130 мм, разрешение по перемещению — 0,005–0,060 мм, длина волны — 650 нм.

Комплекс оснащен специализированным программным обеспечением «ДВМ измерения», предназначенным для совместной работы с комплексом ДВМ-014 и позволяющим осуществлять сбор и анализ параметров, получаемых от систем измерения, и сравнение их с параметрами, получаемыми на основе аналитического расчета с использованием математической модели исследовательского комплекса.

Программное обеспечение снабжено окном интерфейса (рис. 5), которое дает возможность формировать геометрические и физические параметры ВТМ, а также приводных электродвигателей как для данного исследовательского комплекса, так и для реальных и вновь проектируемых ВТМ:

геометрические параметры машины (координаты точек опор рабочих органов, координаты осей каждого ВВ, координаты центра масс каждого РО);

физические параметры машины (масса каждого РО, суммарная жесткость пружин, массы дебалансов, радиусы инерции дебалансов, коэффициент демпфирования пружин, коэффициент сопротивления вращению);

физические параметры удара (падающая масса, высота падения, координаты точки удара);

параметры для каждого приводного электродвигателя (активное и индуктивное сопротивление статора и ротора, индуктивное сопротивление взаимной индукции).

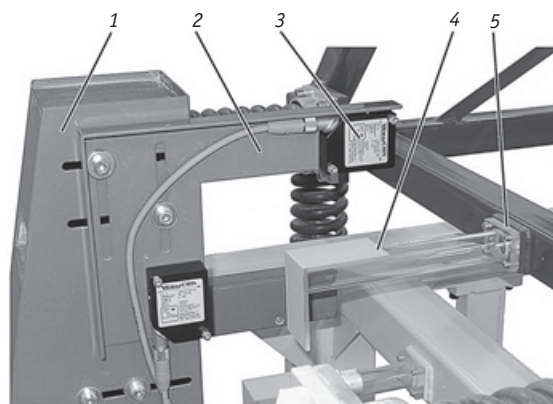


Рис. 4. Система считывания координат рабочих органов комплекса:
1 — стойка для крепления кронштейнов; 2 — кронштейн для крепления датчика перемещения; 3 — датчик перемещения LAS-T5-100; 4 — кронштейны-отражатели; 5 — крепежные площадки

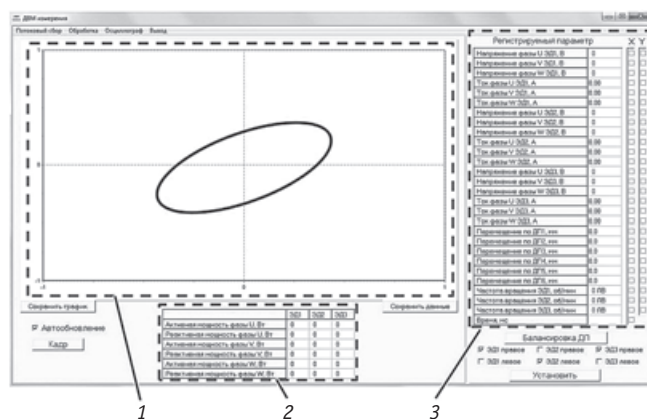


Рис. 5. Рабочее окно программы «ДВМ измерения»:
1 — поле для графического отображения измеряемых величин; 2 — средние параметры электродвигателей; 3 — измеряемые параметры

Программное обеспечение «ДВМ измерения» формирует следующие выходные параметры в виде графиков зависимости от времени:

- горизонтальные колебания центра масс для каждого РО;
- вертикальные колебания центра масс для каждого РО;
- угол поворота для каждого РО относительно начального положения;

скорость вращения для каждого ВВ;
суммарную фазу вибровозбудителей;
амплитудное значение фазного тока статора (для каждого двигателя);
амплитудное значение фазного тока ротора (для каждого двигателя);
максимальное значение фазного тока статора в момент пуска (для каждого двигателя);
максимальное значение фазного тока статора в момент удара (для каждого двигателя).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, совместное использование учебно-лабораторного комплекса «Динамика вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями» и уже имеющейся математической модели динамики ВТМ позволит на практике проверить результаты математического моделирования и судить о достоверности математической модели, а также открыть новые возможности для исследований.

Исследования поддержаны грантом РФФИ № 14-08-00605а.

Литература

1. Блехман И. И. Синхронизация динамических систем. М. : Наука, 1971. 654 с.
2. Косолапов А. Н. Адаптивное свойство вибрационных машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями // Изв. вузов. Горный журнал. 1989. № 11.
3. Румянцев С. А. Динамика переходных процессов и самосинхронизация движений вибрационных машин. Екатеринбург : УрО РАН, 2003. 134 с.
4. Румянцев С. А. Моделирование динамики переходных процессов самосинхронизирующихся вибрационных машин // Изв. вузов. Горный журнал. 2003. № 6. С. 111–118. ISSN 0536-1028.
5. Васильева Г. В., Румянцев С. А. Математическое моделирование нестационарной динамики двухмассной вибротранспортирующей машины // Транспорт Урала. 2006. № 4 (11). С. 29–32. ISSN 1815-9400.
6. Румянцев С. А., Васильева Г. В. Динамика пусковых переходных процессов двухмассной вибротранспортирующей машины // Вычислительные технологии. Вестник КазНУ им. Аль-Фараби. Алматы ; Новосибирск, 2008. Т. 13. Ч. 1. С. 353–358.
7. Румянцев С. А., Азаров Е. Б. Математическая модель нестационарной динамики системы «вибромашина — электропривод» в случае привода от асинхронных двигателей с короткозамкнутым ротором // Транспорт Урала. 2005. № 1 (4). С. 2–7. ISSN 1815-9400.
8. Румянцев С. А., Азаров Е. Б. Исследование нестационарной динамики вибротранспортирующих машин с помощью математической модели // Транспорт Урала. 2005. № (4) 7. С. 45–50. ISSN 1815-9400.
9. Румянцев С. А., Тарасов Д. Ю., Шихов А. М. Особенности динамики вибротранспортирующих машин с тремя независимо вращающимися дебалансными вибровозбудителями // Транспорт Урала. 2010. № 3 (26). С. 47–50. ISSN 1815-9400.
10. Румянцев С. А., Тарасов Д. Ю., Шихов А. М. Оптимизация пусковых процессов вибротранспортирующих машин с тремя дебалансными вибровозбудителями // Вестник УрГУПС. 2012. № 4 (16). С. 46–52. ISSN 2079-0392.
11. Rumyantsev S., Shihov A., Tarasov D. Optimization of Start-up Processes of Vibration Transport Machines with Three Unbalanced Vibration Exciters // RECENT ADVANCES IN ENGINEERING MECHANICS, STRUCTURES and URBAN PLANNING. Cambridge, UK, 2013. P. 35–38.
12. Копылов И. П. Математическое моделирование электрических машин. М. : Высш. школа, 1987. 248 с.

References

1. Blekhman I. I. Synchronizatsiya dinamicheskikh sistem [Synchronization of dynamic systems]. M. : Nauka, 1971. 654 s.
2. Kosolapov A. N. Adaptivnoe svoystvo vibratsionnykh mashin s samosinkhroniziruyushchimiya vibrovobuditeliymi [Adaptive properties of vibrating machines with self-synchronizing exciters] // Izv. vuzov. Gorniy zhurnal. 1989. № 11.
3. Rumyantsev S. A. Dinamika perekhodnykh protsessov i samosinkhronizatsiya dvizheniy vibratsionnykh mashin [Dynamics of transient processes and self-synchronization of movements of vibrating machines]. Ekaterinburg : UrO RAN, 2003. 134 s.
4. Rumyantsev S. A. Modelirovanie dinamiki perekhodnykh protsessov samosinkhroniziruyushchikhsya vibratsionnykh mashin [Modeling of dynamics of transient processes in self-synchronizing vibration machines] // Izv. vuzov. Gorniy zhurnal. 2003. № 6. S. 111–118. ISSN 0536-1028.
5. Vasilyeva G. V., Rumyantsev S. A. Matematicheskoe modelirovanie nestatsionarnoy dinamiki dvukhmassnoy vibrotransportiruyushchey mashiny [Mathematical model of non-stationary dynamics of dual-mass vibration transport machine] // Transport Urala. 2006. № 4 (11). S. 29–32. ISSN 1815-9400.
6. Rumyantsev S. A., Vasilyeva G. V. Dinamika puskovykh perekhodnykh protsessov dvukhmassnoy vibrotransportiruyushchey mashiny [Dynamics of starting transients processes of dual-mass vibration transport machine] // Vy-chislitelnyye tekhnologii. Vestnik KazNU im. Al-Farabi. Almaty ; Novosibirsk, 2008. T. 13. Ch. 1. S. 353–358.
7. Rumyantsev S. A., Azarov E. B. Matematicheskaya model nestatsionarnoy dinamiki sistemy «vibromashina – elektroprivod» v sluchae privoda ot asinkhronnykh dvigateley s korotkozamknutym rotorom [Mathematical model of transient dynamics of «vibrator – electric drive» system driven by induction motor with squirrel-cage rotor] // Transport Urala. 2005. № 1 (4). S. 2–7. ISSN 1815-9400.
8. Rumyantsev S. A., Azarov E. B. Issledovanie nestatsionarnoy dinamiki vibrotransportiruyushchikh mashin s pomoshchyu matematicheskoy modeli [Study of transient dynamics of vibration transport machines using mathematical model] // Transport Urala. 2005. № 4 (7). S. 45–50. ISSN 1815-9400.
9. Rumyantsev S. A., Tarasov D. Yu., Shikhov A. M. Osobennosti dinamiki vibrotransportiruyushchikh mashin s trema nezavisimo vrashchayushchimiya debalansnymi vibrovobuditeliymi [Dynamics peculiarities of vibroconveying machines with three separately rotating unbalance vibration generator] // Transport Urala. 2010. № 3 (26). S. 47–50. ISSN 1815-9400.
10. Rumyantsev S. A., Tarasov D. Yu., Shikhov A. M. Optimizatsiya puskovykh protsessov vibrotransportiruyushchikh mashin s trema debalansnymi vibrovobuditeliymi [Optimizing starting processes in vibratory conveying machines with three unbalanced vibration exciters] // Vestnik URGUPS. 2012. № 4 (16). S. 46–52. ISSN 2079-0392.
11. Rumyantsev S., Shihov A., Tarasov D. Optimization of Start-up Processes of Vibration Transport Machines with Three Unbalanced Vibration Exciters // RECENT ADVANCES IN ENGINEERING MECHANICS, STRUCTURES and URBAN PLANNING. Cambridge, UK, 2013. P. 35–38.
12. Kopylov I. P. Matematicheskoe modelirovanie elektricheskikh mashin [Mathematical modeling of electric machinery]. M. : Vyssh. shkola, 1987. 248 s.

УДК 539.3

Татьяна Александровна Волкова, кандидат физико-математических наук, доцент кафедры «Высшая и прикладная математика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Сергей Сергеевич Волков, кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник Института машиноведения УрО РАН, Екатеринбург

ВЛИЯНИЕ СЛУЧАЙНЫХ НАГРУЗОК НА ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ ВАГОНОВ МЕТРО

UDC 539.3

Tatyana Alexandrovna Volkova, PhD in Physics and Mathematics, Associate Professor, Department of Higher and Applied Mathematics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Sergey Sergeevich Volkov, PhD in Physics and Mathematics, Senior Researcher, Institute of Engineering Science, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IES UB RAS), Ekaterinburg

Influence of random loads on the service life of structural elements of subway cars

Аннотация

Методы теории функций случайных величин применяются для изучения кривых усталости. Исследуется влияние характеристик случайной амплитуды цикла и случайных механических свойств металла на долговечность элементов конструкций. Учет параметров случайных нагрузок дает возможность уточнить существующие методы прогнозирования усталостной прочности конструкций. Используются статистические данные о загруженности вагонов метро. Случайные колебания количества пассажиров в течение рабочего дня учитываются при расчете закона распределения вероятности числа циклов нагружения до разрушения для деталей вагона.

Ключевые слова: случайные свойства, математическая модель, усталость, загруженность вагона метро.

Summary

Methods of random variable functions theory are used to study fatigue curves. The influence of characteristics of random cycle amplitude and random mechanical properties of metal on durability of structural elements is studied. Consideration of random load parameters allows to adjust the existing methods for predicting fatigue strength of structures. Statistical data on utilization of subway cars are used. Random fluctuations in the number of passengers during the working day are taken into account in calculation of probability distribution law for the number of cycles to failure of car parts.

Keywords: random properties, mathematical model, fatigue, utilization of subway car.

Характерная особенность усталостного разрушения материалов — значительный разброс долговечности, т. е. числа циклов до разрушения, при работе одинаковых деталей в похожих условиях эксплуатации. Это связано со случайностью нагрузок, действующих на детали механизмов. Механические и прочностные свойства материалов в конструкциях также в значительной степени являются случайными. Для реальных деталей задаваемые и искомые параметры в подавляющем большинстве — случайные величины, зависящие от времени, и им свойственно рассеяние. При действии переменных нагрузок характерно большое рассеяние как долговечности при данном напряжении, так и разрушающих напряжений при данной долговечности [1, 2]. Увеличение среднего значения и дисперсии амплитуды цикла сокращает срок службы механизмов. Для уточненных расчетов на усталость нужно применять методы теории вероятностей и математической статистики. Такие методы используют накопленный статистический материал в процессе эксплуатации машин и конструкций [3]. Затем расчеты применяются на стадиях доводки новых образцов и уточнения оценок долговечности в процессе эксплуатации первой серии изделий.

Для городского и пригородного пассажирского транспорта существенное воздействие на амплитуду нагружения оказывает характер его наполнения. Автобусы, вагоны электричек и метро в течение рабочего дня имеют множество циклов нагружения с характерными пиковыми амплитудами в утренние и вечерние часы. Статистические исследования пассажиропотока полезны не только для проектирования транспортных связей города, но и для анализа прочности и срока службы подвижного состава. В настоящей работе рассматривается задача прогнозирования долговечности конструкций вагонов метро по данным исследования их загрузки [4].

8

Октябрь – Декабрь

Рассмотрим влияние случайных напряжений при прогнозировании долговечности материалов в условиях циклического нагружения. Основной характеристикой выносливости детали является кривая усталости. Уравнение линии усталости Велера [1] запишем в виде

$$\left(\frac{\sigma_a}{\sigma_r}\right)^\alpha = \frac{N_0}{N}; \quad \sigma_a = \frac{1}{2}(\sigma_{\max} - \sigma_{\min}). \quad (1)$$

Здесь σ_a — амплитуда (напряжение) цикла, σ_r — предел выносливости при коэффициенте асимметрии цикла $r = \sigma_{\min}/\sigma_{\max}$, N_0 — число циклов, соответствующее точке перелома кривой Велера в логарифмических координатах, N — число циклов до разрушения (долговечность) детали при данной амплитуде цикла. Показатель степени α зависит от свойств материала и условий эксперимента. Он изменяется от 3 до 20, и его значения рекомендуются для расчета каждой конкретной детали. При определении α может быть использована формула [5]

$$\alpha = \frac{C}{K_d}. \quad (2)$$

Коэффициент C зависит от свойств металла. Рекомендуется принимать $C = 12$ для сварных соединений, $12 \leq C \leq 20$ — для углеродистых, $20 \leq C \leq 30$ — для легированных сталей. K_d — суммарный коэффициент поправок, учитывающий свойства деталей, $K_d = 1$ для литых образцов.

Необходимость учитывать случайный характер свойств детали определяется инженерным опытом. Например, ободы роторных дисков лучше проковываются, у них небольшой разброс механических свойств. А участки вблизи центральных отверстий для осей могут содержать зоны с пониженными механическими характеристиками и, следовательно, иметь больший разброс свойств [5].

Параметры, влияющие на расчет долговечности, являются случайными величинами и имеют большой разброс. Долговечность можно рассматривать как функцию случайных величин.

Если случайные величины X , Y связаны функциональной зависимостью $Y = \varphi(X)$, то на интервалах монотонности определяется обратная функция $X = \psi(Y)$, вычисляется ее производная $\psi'(Y)$. Плотность распределения $g(y)$ случайной величины Y и плотность распределения $f(x)$ случайной величины X связаны зависимостью [6]

$$g(y) = f(\psi(y))|\psi'(y)|. \quad (3)$$

Рассмотрим также функции распределения случайных величин X и Y :

$$F(x) = P(X < x);$$

$$G(y) = P(Y < y).$$

Эти функции выражены через вероятности соответствующих случайных событий. Найдем связь между $F(x)$ и $G(y)$:

$$\begin{aligned} G(y) &= \int_{-\infty}^y f(\psi(y))\psi'(y)dy = [\psi(y) = t] = \\ &= \int_{-\infty}^{\psi(y)} f(t)dt = F(\psi(y)). \end{aligned} \quad (4)$$

Через функцию распределения $G(y)$ выразим вероятность попадания случайной величины в заданный интервал:

$$P(y_1 \leq Y \leq y_2) = G(y_2) - G(y_1). \quad (5)$$

Пусть случайная амплитуда цикла σ_a задана плотностью $f_\sigma(x)$ и функцией $F_\sigma(x)$ распределения вероятностей. Вычислим плотность распределения $g_N(y)$ случайного числа циклов N до разрушения, если $N(\sigma_a)$ задано уравнением (1):

$$N(\sigma_a) = N_0 \left(\frac{\sigma_a}{\sigma_r}\right)^{-\alpha}; \quad (6)$$

$$y = \varphi(x) = N_0 \left(\frac{x}{\sigma_r}\right)^{-\alpha};$$

$$x = \psi(y) = \sigma_r \left(\frac{y}{N_0}\right)^{-\frac{1}{\alpha}};$$

$$x' = \psi'(y) = -\frac{\sigma_r}{\alpha N_0} \left(\frac{y}{N_0}\right)^{-\frac{1}{\alpha}-1}.$$

В результате получим

$$g_N(y) = f_\sigma(\psi(y))|\psi'(y)|; \quad \psi(y) = \sigma_r \left(\frac{y}{N_0}\right)^{-\frac{1}{\alpha}}. \quad (7)$$

Вероятность попадания случайной долговечности N в диапазон (N_1, N_2) вычислим с помощью функции распределения по формулам (4)–(7):

$$P(N_1 \leq N \leq N_2) = F_\sigma(\psi(N_2)) - F_\sigma(\psi(N_1)). \quad (8)$$

Законы распределения случайных нагрузок в конструкциях определяются, как правило, при обработке статистических данных. Проведено исследование пассажиропотока [4] одного из вагонов семивагонного поезда при его работе в течение суток на наиболее загруженной линии Московского метрополитена. Была построена эмпирическая гистограмма и выравнивающая ее теоретическая кривая. Показано, что наполнение вагонов поезда во время работы на линии подчиняется статистическому закону распределения Релея с параметром $a^2 = 5000$:

$$\begin{aligned} f(x) &= \begin{cases} \frac{x}{a^2} \exp\left(-\frac{x^2}{2a^2}\right) & \text{при } x \geq 0; \\ 0 & \text{при } x < 0 \end{cases}; \\ F(x) &= \begin{cases} 1 - \exp\left(-\frac{x^2}{a^2}\right) & \text{при } x \geq 0 \\ 0 & \text{при } x < 0 \end{cases}. \end{aligned} \quad (9)$$

Для распределения Релея математическое ожидание M , дисперсия D и среднее квадратичное отклонение s зависят от параметра a и вычисляются по формулам:

$$M = a\sqrt{0,5\pi} = 1,253a; D = 0,429a^2; s = 0,655a. \quad (10)$$

На рис. 1 представлен график плотности распределения $f(x)$ количества пассажиров в вагоне метро во время его работы на линии. Математическое ожидание $M = 89$, среднее квадратичное отклонение $s = 46,3$.

Максимальное заполнение вагона в часы пик на наиболее загруженных перегонах линий достигает 300 пассажиров. Около 90 % всех случаев загрузки при эксплуатации составляет до 130 пассажиров на вагон.

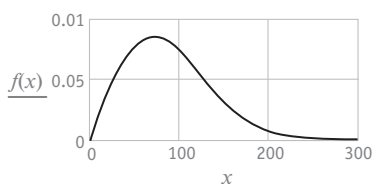


Рис. 1. Плотность распределения вероятности случайного числа пассажиров в вагоне метро

Количество пассажиров влияет на вес вагона. Если взять средний вес пассажира равным 80 кг, то дополнительная нагрузка на конструкции вагона составит до 24 т. Математическое ожидание такой нагрузки будет равно 7,12 т. С вероятностью 0,9 получим нагрузку не более 10,4 т. Случайная нагрузка от веса пассажиров также будет распределена по закону Релея. Параметр распределения изменится пропорционально среднему суммарному весу пассажиров, следовательно, $a^2 = 32$ при измерении нагрузки в тоннах.

Запишем плотность распределения $f(x)$ и функцию распределения $F(x)$ случайной нагрузки от веса пассажиров, это распределение будет также характеризовать случайную амплитуду отнулевого ежедневного цикла нагружения:

$$f(x) = \begin{cases} \frac{x}{32} \exp\left(-\frac{x^2}{64}\right) & \text{при } x \geq 0; \\ 0 & \text{при } x < 0 \end{cases};$$

$$F(x) = \begin{cases} 1 - \exp\left(-\frac{x^2}{64}\right) & \text{при } x \geq 0; \\ 0 & \text{при } x < 0 \end{cases}.$$

Для расчета распределенной нагрузки на всю поверхность пола вагона учтем площадь пола. Так, вагоны типа Ем-508 имеют длину 19,21 м и ширину 2,7 м, площадь пола 52 м^2 . На износ пола вагона от переменной нагрузки будет влиять средняя амплитуда цикла 1,3 Па. Даже при максимальной амплитуде в 24 т получим 4,5 Па. Это очень малая величина для стали с ее пределом выносливости не менее 100 МПа. Как и следовало ожидать, вес пассажиров не является решающим для нагружения именно пола вагона.

Тем не менее интенсивная эксплуатация и загруженность вагонов сокращают срок их службы, влияя на многочисленные детали конструкции — подшипники, шпиндели вагонных осей, винтовые и сварные соединения.

Системы распределения и компенсации веса вагона передают на детали его конструкции различную нагрузку. Для каждого вида деталей рекомендуются также поправочные коэффициенты при расчете линии усталости.

Пример 1. Пусть амплитуда σ_a цикла нагружения детали распределена по закону Релея с математическим ожиданием $M = 120$ МПа. Уравнение кривой усталости (1) содержит параметры $\sigma_r = 50$ МПа, $N_0 = 10^5$, $\alpha = 3,2$. Найдем закон распределения числа циклов до разрушения N и оценим характеристики разброса случайной величины N .

Вычислим параметр распределения Релея: $a = 0,8 M = 96$ МПа. Используя формулы (4)–(6), найдем плотность $q(y)$ и функцию $Q(y)$ распределения случайной долговечности $N(\sigma_a)$:

$$q(y) = \begin{cases} \frac{\psi(y)}{a^2} \exp\left(-\frac{\psi(y)^2}{a^2}\right) |\psi'(y)| & \text{при } y \geq 0; \\ 0 & \text{при } y < 0 \end{cases};$$

$$Q(y) = \begin{cases} 1 - \exp\left(-\frac{\psi(y)^2}{a^2}\right) & \text{при } y \geq 0; \\ 0 & \text{при } y < 0 \end{cases};$$

$$\psi(y) = 50 \left(\frac{y}{10^5}\right)^{-0,31} = 50 \cdot 10^{1,55} y^{-0,31} = 1500 y^{-0,31};$$

$$|\psi'(y)| = 465 y^{-1,31}.$$

На рис. 2 и 3 представлены результаты расчета характеристик случайной долговечности N , выполненного по заданному закону распределения случайной амплитуды цикла нагружения.

С помощью функции распределения $Q(y)$ рассчитаем вероятность попадания случайной долговечности N в заданные интервалы (N_1, N_2):

$$P(N_2) - P(N_1) = \exp\left(-\frac{\psi(N_1)^2}{64}\right) - \exp\left(-\frac{\psi(N_2)^2}{64}\right).$$

В результате получим, что с вероятностью 98 % число циклов до разрушения не превысит $N = 1,2 \cdot 10^7$. Запишем также расчет вероятности для других диапазонов: $P(5 \cdot 10^6 \leq N \leq 7,5 \cdot 10^6) = 0,46$; $P(4 \cdot 10^6 \leq N \leq 8 \cdot 10^6) = 0,84$; $P(10^7 \leq N \leq 2 \cdot 10^7) = 0,04$; $P(7 \cdot 10^6 \leq N \leq 9 \cdot 10^6) = 0,19$.

В приведенных выше решениях рассматривалось влияние случайной амплитуды нагружения на долговечность. Второй фактор воздействия на долговечность — случайные свойства металла. В уравнении Велера (1) это отражается с помощью параметра α . Рассмотрим число циклов до разрушения при заданной амплитуде нагружения как функцию этого параметра:

$$N(\alpha) = N_0 A^{-\alpha}; \quad \frac{\sigma_a}{\sigma_r} = A;$$

$$y = \varphi(x) = N_0 A^{-x}; \quad x = \psi(y) = -\frac{\ln y - \ln N_0}{\ln A};$$

$$x' = \psi'(y) = -\frac{1}{y \ln A}.$$

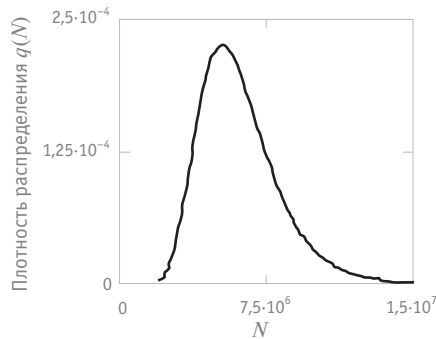


Рис. 2. График плотности распределения вероятностей $q(N)$ числа циклов до разрушения

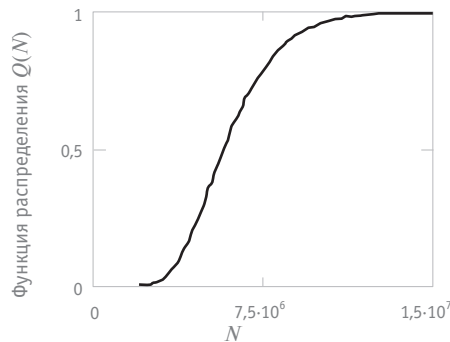


Рис. 3. График функции распределения вероятностей $Q(N)$ числа циклов до разрушения

Пусть случайный параметр α задан некоторым законом распределения вероятностей с плотностью $f_\alpha(x)$ и функцией $F_\alpha(x)$. Тогда плотность распределения $g(y)$ и функция распределения $G(y)$ случайной долговечности $N(\alpha)$ будут следующими:

$$g(y) = f_\alpha(\psi(y)) |\psi'(y)|;$$

$$G(y) = F_\alpha(\psi(y)); \quad \psi(y) = -\frac{\ln y - \ln N_0}{\ln A}.$$

Пример 2. Предохранительный шпindel колесной оси вагона нагружается крутящим циклическим моментом с амплитудой $\tau = 200$ МПа. Примем для стали 45 $N_0 = 10^6$ и предел выносливости $\tau_{-1} = 137$ МПа. Пусть параметр α , зависящий от свойств металла, распределен по нормальному закону с математическим ожиданием $m = 10$ и коэффициентом вариации k . Рассмотрим три варианта значений k : $k_1 = 0,2$, $k_2 = 0,4$, $k_3 = 0,6$. Найдем законы распределения случайной долговечности N .

Запишем плотность нормального $f(z)$ распределения через m и k . Для функции нормального распределения $F(z)$ используем интеграл Лапласа $\Phi(z)$:

$$f(z) = \frac{1}{mk\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(z-m)^2}{2m^2k^2}\right); \quad F(z) = \frac{1}{2} + \Phi\left(\frac{z-m}{mk}\right).$$

Вычислим плотность распределения случайной долговечности $g(y)$:

$$g(y) = \frac{1}{mk\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{(\psi(y)-m)^2}{2m^2k^2}\right) |\psi'(y)|.$$

Плотности распределения $g(y, k)$ при различных коэффициентах вариации k случайного параметра α показаны на рис. 4.

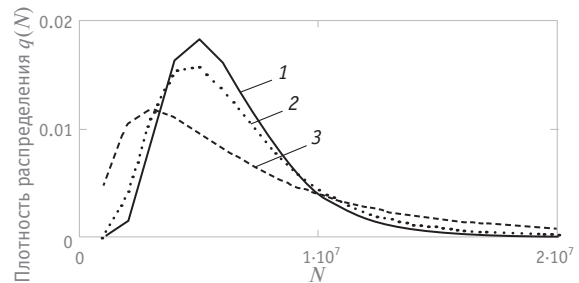


Рис. 4. Плотности распределения вероятностей $g(y, k)$ числа циклов до разрушения при различных коэффициентах вариации параметра α :
1 — $k_1 = 0,2$; 2 — $k_2 = 0,4$; 3 — $k_3 = 0,6$

Вероятности попадания случайной долговечности N в заданные интервалы $P(N_1 \leq N \leq N_2)$ вычисляются по формулам:

$$P(N_2) - P(N_1) = \Phi\left(\frac{\psi(N_2) - m}{mk}\right) - \Phi\left(\frac{\psi(N_1) - m}{mk}\right);$$

$$\psi(N) = \frac{\ln N_0 - \ln N}{\ln A}.$$

Коэффициент вариации параметра α существенно влияет на оценку долговечности. Для большого числа циклов N с увеличением этого коэффициента увеличивается также и разброс значений долговечности. Например, вероятность попадания N в интервал $(5 \cdot 10^6 \leq N \leq 8 \cdot 10^6)$ при $k_1 = 0,2$ составит $P_1 = 0,43$; при $k_2 = 0,4$ $P_2 = 0,31$; при $k_3 = 0,6$ $P_3 = 0,18$.

Таким образом, применение методов теории функций случайных величин при изучении кривых усталости дает возможность прогнозировать долговечность элементов конструкций. Предложены методы учета влияния случайной амплитуды цикла и случайных механических свойств материала. Расчеты выполнены в системе Mathcad. Используются статистические данные о загруженности вагонов метро.

Литература

1. Серенсен С. В. Сопротивление материалов усталостному и хрупкому разрушению. М. : Атомиздат, 1975. 192 с.
2. Болотин В. В. Методы теории вероятностей и теории надежности в расчетах сооружений. М. : Стройиздат, 1981. 352 с.
3. Сабиров Р. Д. Движение колесной пары вагона по неравноупругому пути вдоль рельса // Транспорт Урала. 2009. № 4 (23). С. 69–72. ISSN 1815-9400.
4. Мнацаканов В. А. Предельные возможности метрополитена как транспортной системы [Электронный ресурс]. URL: <http://www.metro.ru/library/analytics/145/> (дата обращения: 18.05.2014).
5. Фридман Я. Б. Механические свойства металлов. Ч. 2. Механические испытания. Конструкционная прочность. М. : Машиностроение, 1972. 368 с.
6. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. М. : Наука, 1971. 576 с.

References

1. Serensen S. V. Soprotivlenie materialov ustalostnomu i khrupkomu razrusheniyu [Resistance of materials to fatigue and brittle fracture]. M. : Atomizdat, 1975. 192 s.
2. Bolotin V. V. Metody teorii veroyatnostey i teorii nadezhnosti v raschetakh sooruzheniy [Methods of probability theory and reliability theory in the analysis of structures]. M. : Stroyizdat, 1981. 352 s.
3. Sabirov R. D. Dvizhenie kolesnoy pary vagona po neravnouprugomu puti vdol relsa [Moving of car wheel pair in irregularly resilient track along the rail] // Transport Urala. 2009. № 4 (23). S. 69–72. ISSN 1815-9400.
4. Mnatsakanov V. A. Predelnye vozmozhnosti metropolitena kak transportnoy sistemy [Extreme performance of subway as a transport system]. [Electronic resource]. URL: <http://www.metro.ru/library/analytics/145/> (date accessed: 18.05.2014).
5. Fridman Ya. B. Mekhanicheskie svoystva metallov. Ch. 2. Mekhanicheskie ispytaniya. Konstruktsionnaya prochnost [Mechanical properties of metals. Part 2. Mechanical tests. Structural strength]. M. : Mashinostroenie, 1972. 368 s.
6. Mitropolskiy A. K. Tekhnika statisticheskikh vychisleniy [Statistical computations technique]. M. : Nauka, 1971. 576 s.

УДК 331.108.2:656.2

Валентина Сергеевна Паршина, доктор экономических наук, профессор кафедры «Управление в социальных и экономических системах» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ЧИСЛЕННОСТИ РАБОТНИКОВ ТРАНСПОРТНОЙ ОТРАСЛИ ПО ВИДАМ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

UDC 331.108.2:656.2

Valentina Sergeevna Parshina, DSc in Economics, Professor, Department of Management in Social and Economic Systems, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Forecasting headcount in transport industry businesses by activity types

Аннотация

В связи с необходимостью совершенствования кадровой политики транспортной отрасли основополагающей задачей, требующей решения при управлении персоналом, является обоснование качественного и количественного соответствия работников выработанной стратегии хозяйствования корпорации.

Проведенный анализ методик планирования численности на перспективу позволяет сделать вывод о преимуществах использования корреляционно-регрессионного метода. Обоснована и построена модель прогнозирования и планирования кадрового обеспечения на примере двух структурных подразделений — локомотивного депо и дистанции пути. В процессе исследования сформированы факторы, оказывающие влияние на численность работников выделенных структурных подразделений. Далее с использованием компьютерной программы выявлены определяющие факторы и получены аналитические зависимости для расчета численности на перспективу. Проведенные расчеты численности показали высокую сходимость расчетных и фактических данных за прошлый период, что позволяет сделать вывод об их корректности в будущем.

Ключевые слова: кадровая политика отрасли, производительность труда, методы прогнозирования, планирование численности работников организации, прогнозирование численности.

Summary

In view of the need to improve HR policy of the transport industry, the fundamental HR management issue to be addressed is the justification of qualitative and quantitative compliance of staff with established management strategy of the corporation.

The analysis of techniques used for long-term headcount planning leads to the conclusion about the benefits of correlation and regression method. A headcount forecasting and planning model has been founded and developed by the example of two structural units — locomotive depot and track maintenance department. During the study the factors have been formed that influence the number of employees of the specified structural units. Next, using a computer program the determinants have been identified and analytical dependences obtained for calculation of the headcount for long-term perspective. Headcount calculations showed high convergence of the calculated and actual historical data that allows to conclude about their correctness in the future.

Keywords: HR policy of the industry, labor productivity, forecasting methods, HR planning in organization, headcount forecasting.

Важность планирования и прогнозирования численности работников различных сфер деятельности обусловлена изменениями структуры экономики страны. Знание количественных и качественных параметров требуемого контингента работников дает возможность сформировать персонал [1, 2].

В настоящее время задача определения потребности в кадрах в большей степени переложена на плечи работодателей. Прогнозирование и планирование потребности в работниках как составной части всей системы стратегического планирования транспортной отрасли является наиболее проблемной и важной задачей в составе кадровых решений. Модель прогнозирования кадрового обеспечения отрасли на среднюю и дальнюю перспективы разрабатывается на основе избранной концепции исходя из анализа стратегии развития транспорта.

Обоснование численности работников крупных хозяйственных транспортных структур страны, региона требует специальных подходов. Предлагается следующий алгоритм реализации данной задачи, апробированный нами на примере структурных подразделений железнодорожного транспорта [3]:

формирование параметров профессиональной компетенции специалистов;

определение содержания модели квалификации работника на основе теории компетентностного подхода;

анализ прогноза развития транспортной отрасли на 5–10 лет;

анализ существующей методологии по определению потребности в квалифицированных кадрах;

обоснование методики определения потребности в квалифицированных кадрах (расчет численности персонала на перспективу);

анализ кадрового состояния в транспортной отрасли;

разработка, обоснование и корректировка методики для определения потребности предприятий транспорта в квалифицированных кадрах;

апробация выполненных расчетов потребности предприятий транспорта в квалифицированных кадрах.

Существующие методы прогнозирования численности работников, основы которых были заложены в период централизованной плановой экономики нашей страны [4–6]:

экспертный метод, в основе которого лежат данные, полученные в результате опроса экспертов;

метод сравнений, актуальный в условиях жесткой конкуренции, когда руководство организаций накапливает сведения о том, какова производительность труда, а в соответствии с этим и численность на родственных предприятиях, как решают те или иные вопросы конкуренты;

метод планирования от достигнутого уровня, который переносит на будущий период все недостатки прошлого этапа;

метод прямого счета (или нормативный), который является наиболее точным, хотя его высокая трудоемкость в условиях столь разветвленной сети подразделений транспорта делает его формальным и негибким;

экстраполяционный метод прогнозирования, который предполагает распространение выводов, полученных из наблюдения над одной частью явления, на другую его часть, или, проще говоря, распространение установленных в прошлом тенденций на будущий период, что предполагает непрерывное развитие исследуемого объекта с сохранением общих тенденций;

корреляционно-регрессионный метод, который обеспечивает установление линейной зависимости между численностью персонала (его профессионально-квалификационными составляющими) и воздействующими на него факторами с учетом выявленной тесноты связи между ними. Это может быть зависимость, определяющая степень влияния какого-либо параметра непосредственно на численность персонала, либо зависимость, определяющая тесноту связи одного или нескольких параметров с другими параметрами, значительное влияние которых на численность персонала установлено.

Корреляционно-регрессионный метод имеет большие преимущества перед другими методами, поскольку он обеспечивает: возможность выявления, структурирования и ранжирования факторов, влияющих на формирование потребности в персонале;

достаточно высокую точность прогнозов, особенно на краткой и среднесрочную перспективу;

возможность создания универсального алгоритма расчетов для автоматизации системы кадрового обеспечения, что особенно важно для условий сферы транспорта;

возможность быстрой корректировки прогнозных данных в случае изменения значений факторов;

легкую комбинацию с другими методами определения потребности в персонале, например с методом сравнений, экстраполяции и нормативным;

возможность учета мировых тенденций в ходе определения корреляционных зависимостей.

Модель прогнозирования численности персонала корреляционно-регрессионным методом представлена на рис. 1.

На основе планирования численности персонала реализуется задача удовлетворения в перспективе потребности в квалифицированных кадрах за счет внутренних и внешних источников. Обобщение ранее проведенных работ позволило установить, что для прогнозирования какого-либо показателя

на 3–5 лет необходимо изучить его предысторию не менее чем за 7–10 лет. Цель ретроспективного анализа заключается в выявлении основной тенденции изменения показателя во времени, которая называется трендом. Отклонения фактических значений исследуемого показателя от тренда рассматриваются как случайные колебания. Выявление тренда включает: анализ статистических данных с целью исключения аномальных наблюдений;

выделение однородных периодов в динамике прогнозируемого показателя;

выбор функции выравнивания и оценку ее параметров.



Рис. 1. Основные этапы прогнозирования численности персонала на основе корреляционно-регрессионных моделей

Корреляционно-регрессионный анализ в значительно большей степени, чем какие-либо другие методы, приспособлен к выявлению тенденций экономических показателей с учетом влияния существенных факторов на прогнозируемый показатель. В основе этого метода лежит предвидение и анализ основных факторов, определяющих уровень и динамику прогнозируемого показателя. Прогнозирование показателей указанным методом осуществляется при помощи модели, являющейся функцией, в качестве аргументов которой выступают конкретные факторы.

Начальный этап построения прогнозной модели связан с выбором факторов, включаемых в многофакторную модель, и определением формы этой связи. Основой для прогноза служит накопленный материал, характеризующий происходящие изменения численности работников. Для формирования блока факторов проводится экспертный опрос руководителей высшего и среднего уровня подразделений отрасли, в результате которого определяются показатели, предполагаемые к использованию в качестве факторов. Это должны быть показатели деятельности организаций, имеющие числовое выражение и содержащиеся в статистической отчетности.

В качестве примера приведем комплекс факторов, первоначально сформированный нами для исследования численности работников локомотивного депо: производительность труда; текучесть кадров; объем работ; реальная заработная плата; количество проведенных ремонтов; эксплуатируемый парк электровозов; эксплуатируемый парк тепловозов; техническая скорость; участковая скорость; среднесуточный пробег локомотива; вес поезда брутто; среднесуточная производительность локомотива; удельный расход электроэнергии; удельный расход топлива; износ основных средств; фондоотдача; фондовооруженность труда; механовооруженность труда; стоимость основных фондов; эксплуатируемый парк электровозов.

Выделенные методом экспертного опроса и логического анализа факторы отличаются вероятностным характером воздействия на численность персонала. С помощью корреляционного анализа проводится исследование, на основе которого из выделенных выбираются существенные факторы, оказывающие влияние на прогнозируемый показатель — численность работников в перспективе, и отбрасываются взаимозависимые и малозначимые факторы. В результате статистического анализа отбираются показатели с линейной зависимостью между численностью персонала и всеми представленными факторами.

Для проведения расчетов стоимостных показателей (стоимость основных фондов, фондоотдача и т. п.) необходимо привести данные по годам к сопоставимому виду, а именно провести корректировку значений показателей вследствие значительного роста цен за последние годы и изменения учетной политики организаций, а для натуральных (объем перевозок, численность) учесть изменения границ обслуживаемых участков.

В результате расчетов получены следующие зависимости.

Общая численность работников дистанции пути определяется по формуле

$$Ч_n = \frac{879 - 0,0148X_1 - 3,904X_2}{K_{исп}}, \quad (1)$$

где $Ч_n$ — численность работников дистанции пути (включает рабочих, руководителей и специалистов), чел.;

X_1 — производительность труда, тыс. ткм/чел.;

X_2 — механовооруженность, тыс. руб./чел. (рассчитывается как отношение стоимости используемого оборудования к численности персонала хозяйства);

$K_{исп}$ — коэффициент использования рабочего времени работниками предприятия, рассчитывается как отношение фактического фонда рабочего времени к плановому.

Проведенный математический анализ факторов (производительности труда и механовооруженности) свидетельствует о возможности их использования в расчетах.

Общая численность работников локомотивного депо (эксплуатация) определяется по формуле

$$Ч_{m(экспл)} = \frac{5550 - 51,68X_3 - 0,59X_4}{K_{исп}}, \quad (2)$$

где X_3 — участковая скорость, км/ч;

X_4 — вес поезда брутто, тыс. т.

В качестве факторов, оказывающих влияние на численность, выбраны участковая скорость и вес поезда брутто. Проведенный математический анализ факторов свидетельствует о возможности их использования.

Численность работников локомотивного депо (ремонт):

$$Ч_{m(рем)} = \frac{X_5(0,2051 + 0,000704X_6)}{K_{исп}}, \quad (3)$$

где X_5 — количество проведенных ремонтов, шт.;

X_6 — фондоотдача, т-км бр./руб.

На основе математического анализа определены факторы, влияющие на численность, — количество проведенных ремонтов и фондоотдача.

Особенностью предложенных моделей является применение в расчетах коэффициента среднегодового использования рабочего времени $K_{исп}$, вносящего существенные коррективы в численность работников, что обусловлено значительными колебаниями коэффициента в последние годы.

В формулах приводится численность всех работников хозяйства, что обусловлено сложившейся достаточно стабильной структурой кадров. Так, для дистанции пути выявлено следующее соотношение работников по категориям: руководители ~ 6%, специалисты ~ 4%, рабочие ~ 90%.

Расчетные аналитические зависимости численности от сформированных факторов предлагаются к использованию для укрупненных расчетов по исследуемым структурным подразделениям отрасли [7]. Полученные укрупненные данные по прогнозу численности являются основой для ее анализа и планирования. Однако значения могут быть скорректированы на основе прямых методов нормирования и планирования численности. Кроме того, исследование уровня и динамики мотивации персонала предприятий отрасли позволит учесть при обосновании прогноза численности социальную составляющую изменения производительности труда.

Реализация сформулированных выше задач и алгоритма их решения позволила получить конечный результат, требующий в настоящее время апробации, корректировки и экспериментального внедрения в филиалах компании в увязке с перспективами их развития на третьем этапе структурной реформы отрасли.

Литература

1. Паршина В. С., Марущак Т. Б. Формирование необходимых качеств персонала отрасли на основе компетентностного подхода // Экономика железных дорог. 2009. № 7. С. 62–72. ISSN 1727-6500.
2. Паршина В. С., Гусев А. А. Теоретико-методологические и организационно-методические аспекты подготовки руководителей на основе предварительной оценки их компетенций в процессе обучения. Екатеринбург : УрГУПС, 2013. 179 с.
3. Кадровое прогнозирование и планирование на железнодорожном транспорте / В. А. Антропов, В. Л. Нестеров, В. С. Паршина и др. М. : МТ, Проектный и внедренческий центр организации труда, 2010. 238 с.
4. Паршина В. С. Классификация методов прогнозирования численности персонала // Управление и экономика в современных системах : матер. Всерос. науч.-практ. конф. Волгоград ; М. : ООО «Глобус», 2009. С. 217–222.
5. Малинецкий Г. Г., Курдюмов С. П. Нелинейная динамика и проблемы прогноза // Вестник Российской академии наук. 2001. Т. 71. № 3. С. 210–232. ISSN 0869-5873.
6. Армстронг М. Стратегическое управление человеческими ресурсами. М. : ИНФРА-М, 2002. 328 с.
7. Паршина В. С. Системный подход в управлении персоналом ОАО «РЖД» // Экономика железных дорог. 2008. № 5. С. 67–75. ISSN 1727-6500.

References

1. Parshina V. S., Marushchak T. B. Formirovanie neobkhodimyykh kachestv personala otrasli na osnove kompetentnostnogo podkhoda [Development of necessary qualities of industry personnel based on competence approach] // Ekonomika zheleznykh dorog. 2009. № 7. S. 62–72. ISSN 1727-6500.
2. Parshina V. S., Gusev A. A. Teoretiko-metodologicheskie i organizatsionno-metodicheskie aspekty podgotovki rukovoditeley na osnove predvaritel'noy otsenki ikh kompetentsiy v protsesse obucheniya [Theoretical, methodological, organizational and procedural aspects of training managers on the basis of preliminary assessment of their competence during learning]. Ekaterinburg : UrGUPS, 2013. 179 s.
3. Kadrovoe prognozirovaniye i planirovaniye na zheleznodorozhnom transporte [Headcount forecasting and planning in railway industry] / V. A. Antropov, V. L. Nesterov, V. S. Parshina i dr. M. : MT, Proektniy i vnedrencheskiy tsentr organizatsii truda, 2010. 238 s.
4. Parshina V. S. Klassifikatsiya metodov prognozirovaniya chislennosti personala [Classification of headcount forecasting methods] // Upravleniye i ekonomika v sovremennykh sistemakh : mater. Vseros. nauch.-prakt. konf. Volgograd ; M. : OOO «Globus», 2009. S. 217–222.
5. Malinetskiy G. G., Kurdyumov S. P. Nelineynaya dinamika i problemy prognoza [Nonlinear dynamics and forecasting problems] // Vestnik Rossiyskoy akademii nauk. 2001. T. 71. № 3. S. 210–232. ISSN 0869-5873.
6. Armstrong M. Strategicheskoye upravleniye chelovecheskimi resursami [Strategic human resource management]. M. : INFRA-M, 2002. 328 s.
7. Parshina V. S. Sistemniy podkhod v upravlenii personalom OAO «RZhD» [System approach in HR management in Russian Railways JSC] // Ekonomika zheleznykh dorog. 2008. № 5. S. 67–75. ISSN 1727-6500.

УДК 656.07

Елена Александровна Русакова, доцент кафедры «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

МОДЕЛЬ ВЛИЯНИЯ ВНЕШНЕЙ СРЕДЫ НА РИСКИ ЧРЕЗВЫЧАЙНЫХ ПРОИСШЕСТВИЙ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ОБЪЕКТОВ ИНФРАСТРУКТУРЫ

UDC 656.07

Elena Alexandrovna Rusakova, Associate Professor, Department of Automation, Telemechanics and Communication in Railway Transport, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Model of environmental influence on emergency incidents risk for infrastructure facilities design

Аннотация

Предложена методика определения конструктивных параметров объектов железнодорожной инфраструктуры с учетом рисков, возникающих при эксплуатации. В методике используется модель факторов внешней среды в виде случайного процесса «гибели и размножения». Предложенный подход позволяет осуществлять управление рисками, возникающими в процессе эксплуатации, на стадии проектирования узлов и конструкций объектов инфраструктуры. Это дает возможность для различных узлов и конструкций инфраструктурных подсистем дифференцированно определять расчетные интенсивности климатических факторов, влияющих на выбор конструктивных параметров, и учитывать особенности функционирования проектируемых элементов. Таким образом, предложенная в статье методика обеспечивает минимизацию стоимости жизненного цикла проектируемых объектов.

Ключевые слова: инфраструктура железнодорожного транспорта, проектирование, риски, жизненный цикл, климатические факторы.

Summary

A method for determining design parameters of railway infrastructure facilities with account to the risks arising during operation has been proposed. The method utilizes environmental factors model in the form of a random «birth-death» process. The proposed approach makes it possible to manage the risks arising during operation at the stage of design of infrastructure facilities and structures. This allows to differentially determine for a variety of infrastructure subsystem units and structures the estimated intensities of climatic factors that influence the choice of design parameters taking into account the specifics of the designed elements. Thus, method proposed in the article enables to minimize life-cycle cost of the designed facilities.

Keywords: rail transport infrastructure, planning, risks, life cycle, climatic factors.

Большинство задач, решаемых на этапе проектирования и эксплуатации, сводятся к модели «нагрузка — прочность» [1–3] при рассмотрении их в виде случайных величин или процессов. На этапе эксплуатации прочность определена на стадии проекта, а ее стохастические характеристики обусловлены в основном процессами деградации. При проектировании в настоящее время задаются нормированные нагрузки, и по ним определяются конструктивные параметры элементов. Например, для всех элементов конструкции контактной сети при проектировании учитываются климатические факторы с повторяемостью один раз в 10 лет. В этом случае управление рисками фактически отсутствует. Оценка риска ущерба при превышении воздействующими факторами нормативных значений также не производится. Современный уровень развития вычислительной техники и информационно-измерительных комплексов мониторинга состояния технических систем и природно-климатических воздействий позволяет реализовать идею управления рисками и на этапе проектирования.

При проектировании подсистемы инфраструктуры железной дороги необходимо сделать привязку ее месторасположения к возможным воздействиям со стороны внешней среды, приводящим к чрезвычайным происшествиям (ЧП) [4]: климатическим нагрузкам (по данным метеостанций); нагрузкам со стороны подвижного состава; природным воздействиям (рельеф местности, геологические процессы, воздействия флоры и фауны); воздействиям со стороны энергоемких технических сооружений;

воздействиям со стороны промышленных предприятий, являющихся источниками химических и механических загрязнений; воздействиям, возникающим при пересечении путей различных видов транспорта.

В процедуру идентификации рисков входит разработка сценариев их возникновения. Для этого кроме множества воздействующих факторов (E) необходимо в соответствии с иерархией подсистемы инфраструктуры определить множество

17

Октябрь – Декабрь

элементов (Э), входящих в нее. По каждому из элементов являются проектные параметры, которые образуют множество П. Каждому проектному параметру ставится в соответствие один или несколько воздействующих факторов из множества E. При этом рассматривается как последовательное, так и одновременное их появление. Таким образом, возникает множество проектных решений $P = \{p_1, p_2, \dots, p_n\}$ (рис. 1).

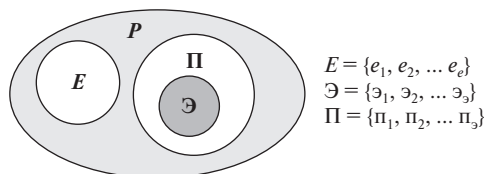


Рис. 1. Образование множества проектных решений

Целевой функцией для принятия решения должна быть часть стоимости жизненного цикла проектируемых подсистем (элементов) W , определяемая суммой капитальных затрат K и эксплуатационных расходов \mathcal{E} , вызванных нарушением функционирования инфраструктуры,

$$W(L_e) = K(L_e) + \mathcal{E}(L_e, \tau) \rightarrow \min, \quad (1)$$

где L_e — величина E-воздействия внешней среды;
 τ — продолжительность жизненного цикла проектируемой подсистемы (элемента).
 Решение уравнения

$$\frac{dW(L_e)}{dL_e} = 0 \quad (2)$$

дает расчетное значение воздействующего фактора внешней среды $L_e^{\text{расч}}$, по которому находятся проектные параметры элемента (рис. 2).

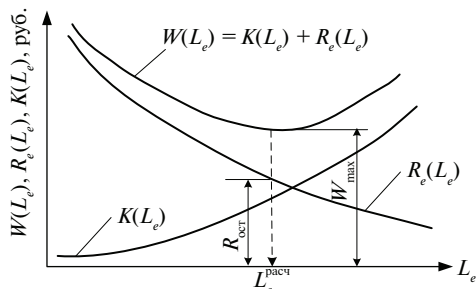


Рис. 2. Определение расчетного проектного параметра

Для определения функции $K(L_e)$ сначала рассчитывается функция влияния E-воздействия на конструктивный параметр. Капитальные затраты в этом случае вычисляются как

$$K(L_e) = C(M) \cdot M(L_e), \quad (3)$$

где $C(M)$ — функция тренда удельной стоимости проектируемого элемента;

$M(L_e)$ — функция влияния внешнего фактора на конструктивный параметр, устанавливается по принятым при проектировании методикам и положениям.

Для определения эксплуатационных расходов и риска ущерба (R_e) на прогнозируемом периоде необходимо знать число ЧП, их длительность и вероятность возникновения [4].

Для решения этой задачи необходимо разработать модель влияющего фактора. Влияющий фактор представляется в виде случайного процесса $X(t)$. ЧП могут возникать при достижении случайным воздействующим фактором предельных значений. Рассмотрим некоторую реализацию случайного процесса $X(t)$ (рис. 3).

Выделим интервал $(x, x + \Delta x)$ и определим время нахождения функции в этом интервале $T_x = \sum \Delta t_{xi}$. При $T \rightarrow \infty$ справедливо выражение [5]

$$P[x < x(t) \leq x + \Delta x] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{T_x}{T}. \quad (4)$$

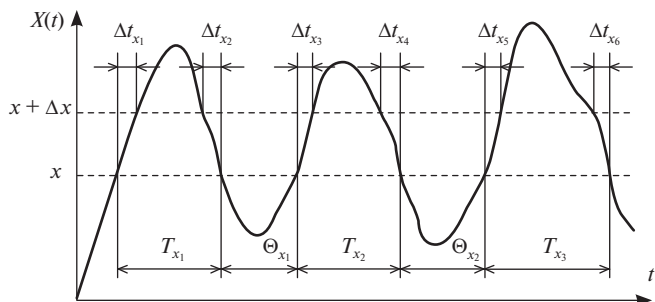


Рис. 3. Представление случайной величины

Вероятность превышения случайным процессом уровня x_i равна

$$P[x(t) > x_i] = \frac{\sum_{i=1}^n T_{x_i}}{T}, \quad (5)$$

где $P[x(t) > x_i]$ — закон распределения случайного процесса $X(t)$;

n — число превышений.

Плотность распределения определяется как [5]

$$P(x) = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{P(x < x(t) \leq x + \Delta x)}{\Delta x} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{\Delta x} \left(\frac{\sum_{i=1}^n t_i}{T} \right). \quad (6)$$

Примем некоторые соотношения, справедливые для рассматриваемого случая.

Время нахождения случайного процесса в состоянии $X(t) > x_i$ состоит из трех участков:

$$T_{x_i} = \Delta t_{x_i} + T_{x_i + \Delta x} + \Delta t_{x_2}, \quad (7)$$

где Δt_{x_i} — время, определяющее интенсивность возрастания $\alpha = 1 / \Delta t_{x_i}$ функции $x(t)$;

Δt_{x_2} — время, определяющее интенсивность убывания $\beta = 1 / \Delta t_{x_2}$ функции $x(t)$.

Аналогично можно представить T_{x_1} и $T_{x_1 + \Delta x}$:

$$T_{x_1} = \frac{1}{\lambda_x}; T_{x_1 + \Delta x} = \frac{1}{\lambda_{x + \Delta x}}. \quad (8)$$

С учетом этого выражение (7) примет вид

$$\frac{1}{\lambda_x} = \frac{1}{\alpha_x} + \frac{1}{\beta_{x + \Delta x}} + \frac{1}{\lambda_{x + \Delta x}}. \quad (9)$$

При математическом описании процесса $X(t)$, вызывающего ЧП, будем исходить из того, что система в какой-то момент времени t_0 может находиться во множестве состояний E и в момент $t_0 + \Delta t$ может перейти в новое состояние с вероятностью $P\{t_0, x_0; t, E\}$. При решении поставленной задачи примем, что величина $P\{t_0, x_0; t, E\}$ не зависит от того, в каком состоянии находилась система в момент времени $t < t_0$. Это означает, что автокорреляционная функция $R(\tau) = 0$ при $\tau \neq 0$ [5]. В этом случае мы будем иметь дело со случайным процессом без последствия. Для использования теории случайных процессов в такой постановке разобьем возможный интервал изменения непрерывной случайной величины на интервалы Δx . Множество состояний U будет состоять из отдельных событий e , заключающихся в попадании в тот или иной интервал. В этом случае все множество состояний U можно подразделить на два подмножества: выше i -го уровня — $z_i = \{e_i, e_{i+1}, \dots, e_n\}$ и ниже i -го уровня — $z_i = \{e_{i-1}, e_{i-2}, \dots, e_0\}$.

Случайный процесс $X(t)$ может быть представлен функцией двух аргументов [6]:

$$X(t) = \varphi(e, t); (e \in U). \quad (10)$$

Для определенного значения аргумента t функция $\varphi(e, t)$ представляет собой случайную величину e . Для каждого значения параметра e функция $\varphi(e, t)$ становится функцией второго параметра $x(t) = \varphi_e(t)$. Таким образом, случайный процесс, вызывающий ЧП, может быть представлен ансамблем реализаций $\varphi(t)$ или совокупностью случайных величин $e(t)$.

На рис. 4 представлена одна реализация случайного процесса $X(t)$. Поток событий образуется временными координатами точек пересечения случайного процесса $X(t)$ i -го уровня. Стрелка показывает направление перехода.

При таком подходе мы переводим непрерывный процесс $X(t)$ в дискретный, для которого множество состояний $\{x_0, x_1 \dots x_i \dots x_n\}$ составляется в соответствии с рядом целых чисел $\{0, 1, 2 \dots i \dots n\}$ из условия $x_i = i\Delta x$. Размеченный граф состояний при дискретном представлении случайного процесса $X(t)$ показан на рис. 5. Такой процесс называется процессом гибели и размножения [7] и хорошо изучен.

Финальные вероятности нахождения процесса в множестве состояний можно определять по формулам [8]:

$$P_0 = \left\{ 1 + \frac{\alpha_0}{\beta_0} + \frac{\alpha_0 \alpha_1}{\beta_1 \beta_2} + \dots + \frac{\alpha_0 \alpha_1 \dots \alpha_{k-1}}{\beta_1 \beta_2 \dots \beta_k} + \dots + \frac{\alpha_0 \alpha_1 \dots \alpha_{n-1}}{\beta_1 \beta_2 \dots \beta_n} \right\}^{-1}; \quad (11)$$

$$P_k = \frac{\alpha_0 \alpha_1 \dots \alpha_{k-1}}{\beta_1 \beta_2 \dots \beta_k} P_0, 1 \leq k \leq n. \quad (12)$$

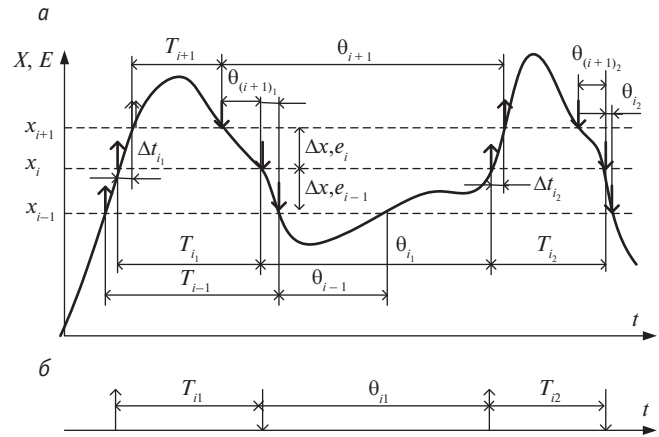


Рис. 4. Описание случайного процесса:

а — по множеству состояний;

б — по потоку событий в конкретном состоянии

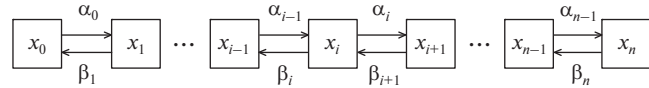


Рис. 5. Граф состояний случайного процесса $X(t)$

Интенсивность прямых переходов из состояния e_i в состояние e_{i+1} определяется в соответствии с рис. 4:

$$\alpha_i = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \Delta t_{x_i}}. \quad (13)$$

Интенсивность обратных переходов:

$$\beta_i = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \Delta \theta_{x_i}}. \quad (14)$$

Для расчета финальных вероятностей в рассматриваемом варианте реализации случайного процесса необходимо представить полный граф состояний (см. рис. 5).

Определим параметры потока событий, заключающихся в переходе случайного процесса выше некоторого i -го уровня. В соответствии с рис. 4 и выражением (7):

$$\lambda_i = \frac{n}{\sum_{i=1}^n T_{x_i}}; \mu_i = \frac{n}{\sum_{i=1}^n \theta_{x_i}}. \quad (15)$$

Параметр λ_i представляет собой интенсивность переходов из подмножества состояний $y_{i-1} = \{e_{i-1}, e_{(i-2)}, \dots, e_0\}$ в подмножество состояний $z_i = \{e_i, e_{(i+1)}, \dots, e_n\}$, μ_i определяет интенсивность обратных переходов. Граф состояния, описывающий этот случай, имеет вид, приведенный на рис. 6, а случайный процесс называется элементарным процессом гибели и размножения [9].

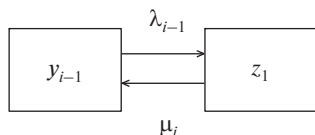


Рис. 6. Графы переходов между непересекающимися подмножествами

Вероятности состояний для графа состояний, показанного на рис. 4, в соответствии с формулами (11) и (12) при $k = 1$ имеют вид:

$$P(y_{i-1}) = \frac{\mu_i}{\lambda_{i-1} + \mu_i}; \quad P(z_i) = \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_{i-1} + \mu_i}. \quad (16)$$

Финальные вероятности, определяемые по графу состояний (см. рис. 5), представляют собой условные вероятности потоков событий (см. рис. 4б).

Число попаданий случайного процесса в состояние e_i определим с учетом следующих положений. Общая длительность потока событий (см. рис. 4б) для любого из состояний $E\{e_0, e_1, \dots, e_n\}$ равна общему времени наблюдения T . Время нахождения случайного процесса в подмножествах состояний x_i и y_i :

$$T_{z_i} = \frac{\mu_i}{\lambda_{i-1} + \mu_i} T; \quad (17)$$

$$\theta_{y_{i-1}} = \frac{\lambda_{i-1}}{\lambda_{i-1} + \mu_i} T. \quad (18)$$

Среднее число попаданий в подмножества z_i и y_i определим как:

$$n_{z_i} = \lambda_{i-1} T_{z_i} = \frac{\mu_i \lambda_{i-1}}{\lambda_{i-1} + \mu_i} T; \quad (19)$$

$$n_{y_{i-1}} = \mu_i \theta_{y_{i-1}} = \frac{\mu_i \lambda_{i-1}}{\lambda_{i-1} + \mu_i} T. \quad (20)$$

Разумеется, что $n_{z_i} = n_{y_{i-1}} = n_i$ и равно общему числу событий в потоке (см. рис. 4б):

$$n_i = \frac{\mu_i \lambda_{i-1}}{\lambda_{i-1} + \mu_i} T = \lambda_{\text{экв}} T; \quad (21)$$

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{\mu_i \lambda_{i-1}}{\lambda_{i-1} + \mu_i}. \quad (22)$$

При $\lambda_{i-1} = \mu_i = \lambda$ значение эквивалентной интенсивности равно интенсивности потока Эрланга второго порядка.

Рассмотренная модель может быть использована, когда ЧП возникает при попадании случайного процесса $X(t)$ только в одно состояние (например, в e_n). При этом определяется вероятность появления различного числа событий на прогнозируемом периоде по формуле Пуассона [8]

$$P(n, \lambda_{\text{экв}} \tau) = \frac{(\lambda_{\text{экв}} \tau)^k}{k!} e^{-\lambda \tau}, \quad (23)$$

где k — число возможных событий на периоде τ .

Теоретически это число может меняться $0 \leq k < \infty$. Однако вероятность появления k событий достаточно быстро уменьшается.

При использовании формулы (23) для определения среднего числа событий в зависимости от величины влияющего фактора необходимо знать интенсивность (число событий в единицу времени) возникновения влияющего фактора определенной величины. Для получения этой информации необходимо использовать существующую сеть железнодорожных и государственных метеостанций. Следует отметить, что в настоящее время при проектировании конструкции контактной сети на немецких железных дорогах ведется мониторинг климатических факторов с повторяемостью один раз в 50 лет, один раз в 10 лет и один раз в 3 года [10].

Предложенная в статье методика позволяет проектировать узлы и конструкции объектов инфраструктуры с учетом влияний внешних воздействий на капитальные расходы и эксплуатационные затраты, необходимые на ликвидацию последствий от ЧП. Это дает возможность дифференцированно подходить к определению расчетной интенсивности влияющего фактора для различных элементов проектируемого объекта.

Таким образом, предложенный в статье подход к выбору конструктивных параметров обеспечивает минимизацию стоимости жизненного цикла проектируемых объектов.

Литература

1. Сачков Н. Г., Русакова Е. А., Паршин А. В. Основы эксплуатационного обслуживания информационных систем железнодорожного транспорта. М. : Маршрут, 2005.
2. Ефимов А. В., Галкин А. Г. Надежность и диагностика систем электроснабжения железных дорог. М. : УМК МПС России, 2000. 512 с.
3. Галкин А. Г. Совершенствование системы обслуживания контактной сети электрических железных дорог на основе технической диагностики : дис. ... канд. техн. наук. М. : Изд-во МИИТ, 1988.
4. Русакова Е. А. Методология определения ущерба предприятия от чрезвычайных происшествий // Транспорт Урала. 2013. № 2 (37). С. 6–11. ISSN 1815-9400.
5. Бендат Дж., Пирсол А. Измерение и анализ случайных процессов. М. : Мир, 1971. 408 с.
6. Гнеденко Б. В. Курс теории вероятности. М. : Наука, 1965. 400 с.
7. Тараканов К. В., Овчаров Л. А., Тарышкин А. Н. Аналитические методы исследования систем. М. : Советское радио, 1974. 240 с.
8. Вентцель Е. С., Овчаров Л. А. Прикладные задачи теории вероятности. М. : Радио и связь, 1983. 416 с.
9. Мирский Г. Я. Аппаратурное определение характеристик случайных процессов. М. : Энергия, 1972. 546 с.
10. Contact Lines for Electric Railways / F. Kiessling, R. Puschmann, A. Schmieder et al. Publicis Erlanger, Zweignieder — lassung der PWW GmbH, 2014.

References

1. Sachkov N. G., Rusakova E. A., Parshin A. V. Osnovy ekspluatatsionnogo obsluzhivaniya informatsionnykh sistem zheleznodorozhnogo transporta [Fundamentals of information system maintenance in railway transport]. M. : Marshrut, 2005.
2. Efimov A. V., Galkin A. G. Nadezhnost i diagnostika sistem elektrosnabzheniya zheleznnykh dorog [Reliability and diagnostics of railway power supply systems]. M. : UMK MPS Rossii, 2000. 512 s.
3. Galkin A. G. Sovershenstvovanie sistemy obsluzhivaniya kontaktnoy seti elektricheskikh zheleznnykh dorog na osnove tekhnicheskoy diagnostiki : dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving electric railways catenary maintenance system on the basis of technical diagnostics : PhD in Engineering thesis]. M. : Izd-vo MIIT, 1988.
4. Rusakova E. A. Metodologiya opredeleniya ushcherba predpriyatiya ot chrezvychaynykh proissheshtviy [Methodology of determining assident damage] // Transport Urala. 2013. № 2 (37). S. 6–11. ISSN 1815-9400.
5. Bendat Dzh., Pirsol A. Izmerenie i analiz sluchaynykh protsessov [Measurement and analysis of stochastic processes]. M. : Mir, 1971. 408 s.
6. Gnedenko B. V. Kurs teorii veroyatnosti [Probability theory course]. M. : Nauka, 1965. 400 s.
7. Tarakanov K. V., Ovcharov L. A., Taryshkin A. N. Analiticheskie metody issledovaniya sistem [Analytical methods for studying systems]. M. : Sovetskoe radio, 1974. 240 s.
8. Venttsel E. S., Ovcharov L. A. Prikladnye zadachi teorii veroyatnosti [Applied problems of probability theory]. M. : Radio i svyaz, 1983. 416 s.
9. Mirskiy G. Ya. Apparturnoe opredelenie kharakteristik sluchaynykh protsessov [Instrumental characterization of random processes]. M. : Energiya, 1972. 546 s.
10. Contact Lines for Electric Railways / F. Kiessling, R. Puschmann, A. Schmieder et al. Publicis Erlanger, Zweignieder — lassung der PWW GmbH, 2014.

УДК 623.4.083

Вячеслав Юрьевич Баскал, начальник службы вагонного хозяйства Свердловской дирекции инфраструктуры, Екатеринбург, Нина Фридриховна Сирина, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

АНАЛИЗ ОРГАНИЗАЦИИ ТЕКУЩЕГО ОТЦЕПОЧНОГО РЕМОНТА ВАГОНОВ

UDC 623.4.083

Vyacheslav Yuriyevich Baskal, Head of Rolling Stock Department, Sverdlovsk Infrastructure Directorate, Ekaterinburg, Nina Fridrikhovna Sirina, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Analysis of current uncoupling repair management

Аннотация

На основе анализа внутренней и внешней среды модели организации текущего отцепочного ремонта разработана стратегия развития вагонного хозяйства ОАО «РЖД». Ее внедрение позволит снизить вероятность рисков, характерных для любой организации в период реформирования, и повысить эффективность работы отдельных бизнес-блоков за счет формулирования основных ориентиров развития.

Ключевые слова: эксплуатационное вагонное депо, стратегия развития, организация, реформирование, техническое обслуживание, текущий отцепочный ремонт.

Summary

According to the analysis of internal and external environment of current uncoupling repair management model, a rolling stock development strategy of Russian Railways JSC has been created. Its implementation will allow to reduce the probability of risks inherent to any organization in the period of reforms and to improve efficiency of individual business units through determining of key development guidelines.

Keywords: operational motive power depot, development strategy, organization, reforming, maintenance, current uncoupling repair.

Текущий отцепочный ремонт (ТОР) наряду с техническим обслуживанием вагонов и их подготовкой к перевозкам является одним из основных видов деятельности для бизнес-единиц инфраструктурного сектора вагонного хозяйства. Непланный характер текущего отцепочного ремонта приводит к отсутствию формализованных методов прогнозирования объемов данного вида работ.

При централизованной системе планирования министерство путей сообщения создавало «группы надежности». В круг их задач входил анализ отказов вагонов в эксплуатации и прогнозирование поступления вагонов в текущий отцепочный ремонт. Должного развития «группы надежности» не получили, и интерес к данной проблеме был утрачен. В настоящее время системные разработки в области планирования затрат на внецикловые ремонты почти отсутствуют. На практике предполагаемые объемы работ по ТОР принимаются на основании фактических данных прошлых лет [1–3].

В связи с развитием конкуренции в сфере грузовых перевозок и увеличением доли парка вагонов частных собственников операторская деятельность постепенно выводилась из ОАО «РЖД». К 2013 г. более 79 % грузооборота обеспечивалось с привлечением вагонов независимых от холдинга «РЖД» операторов. Исключение вагонного парка из состава ОАО «РЖД» привело к тому, что практически все расходы на текущий отцепочный ремонт грузовых вагонов учитываются по прочим видам деятельности, а значит, должны возмещаться полностью за счет полученных доходов от данных видов работ. В этих условиях задача эффективного управления затратами, в частности эффективного планирования затрат как базовой функции процесса управления, приобретает первостепенное значение.

Так как техническое обслуживание (ТО) — неотъемлемая часть предоставления железнодорожной инфраструктуры для процесса перевозок, конкуренция в данном виде услуг у вагонного хозяйства ОАО «РЖД» полностью отсутствует. Текущий отцепочный ремонт подвижного состава развивается в сторону коммерческой деятельности, которая базируется на принципе субъективного подхода «сами бракуем, сами ремонтируем» (рис. 1).

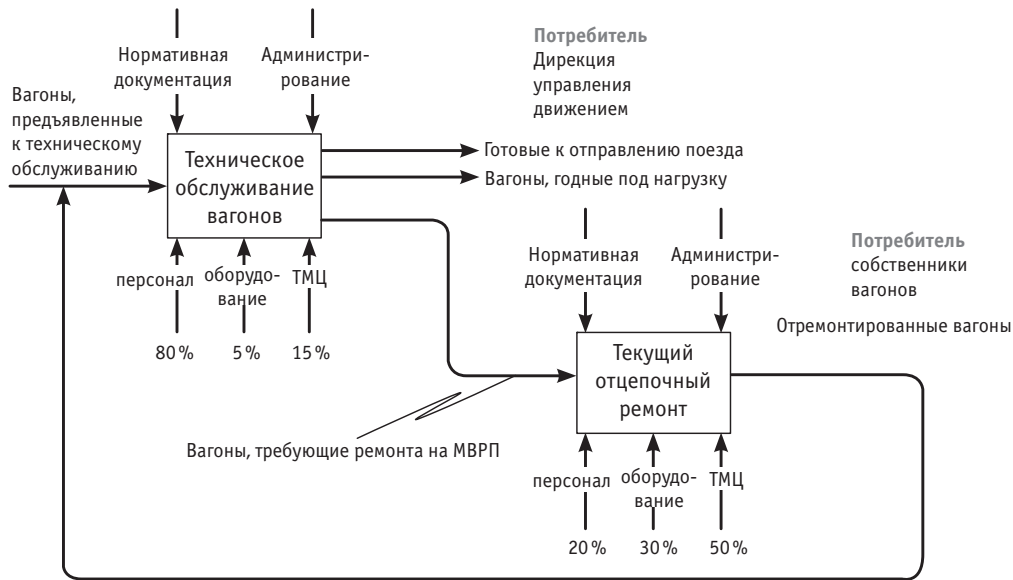


Рис. 1. Модель основных процессов эксплуатационного вагонного депо

В случае плановых ремонтов собственник может выбирать исполнителя, а при ТОР он практически оказывается лишен такого права. Так как неисправный вагон угрожает безопасности движения, его необходимо ремонтировать на ближайшем пункте технического обслуживания (ПТО) эксплуатационного вагонного депо ОАО «РЖД» и по той цене, которая устанавливается этим предприятием. В 2011 г. руководство ОАО «РЖД» дало разрешение на проведение ТОР в ремонтных вагонных депо. По результатам 2012 г. на сети дорог отремонтировано текущим отцепочным ремонтом 1116 785 вагонов, из них 24 516 — на предприятиях, не входящих в структуру ОАО «РЖД», что составляет около 2,1%. На сегодняшний день на рынке помимо вагонного хозяйства ОАО «РЖД» функционируют 22 компании, предоставляющие услуги по ТОР. Самые крупные из них ЗАО «Кав-Транс» (53%), ОАО «ПГК» (13%), ЗАО «ВРЗ» (6%). На ДЗО приходится лишь малая доля вагонов, отремонтированных текущим отцепочным ремонтом: ВРК-2—3,6%, ВРК-1—0,09% (24 вагона), ВРК-3—0,02% (4 вагона) [4]. Как видно из рис. 2, конкуренция в данном виде услуг у вагонного хозяйства ОАО «РЖД» практически отсутствует.

Основная причина низкой доли ремонта вагонов на предприятиях вагоноремонтного комплекса — нерациональность использования мощностей ремонтного вагонного депо для ТОР, в то время как ремонтные мощности эксплуатационных вагонных депо практически не имеют цеха колесных, роликовых, тележечных участков с необходимым оборудованием и оснасткой. Это привело к выстраиванию взаимоотношений между эксплуатационными и ремонтными вагонными депо — основными поставщиками исправных запасных частей стали ремонтные вагонные депо. Иными словами, ремонтные предприятия вагоноремонтного комплекса сейчас являются донорами эксплуатационного вагонного хозяйства инфраструктуры. Без них функциональная деятельность эксплуатационных вагонных депо невозможна. Поскольку процесс текущего отцепочного ремонта заключается в замене неисправных деталей вагона, они направляются в ремонтные вагонные депо

и после ремонта возвращаются обратно на участки ТОР. Эксплуатационные вагонные депо, производящие текущий отцепочный ремонт, выставляют расходы за ремонт неисправных деталей собственнику вагона, при этом не забывая и о своей рентабельности. Доля отремонтированных узлов и деталей при ТОР вагонов на сети дорог показана на рис. 3.

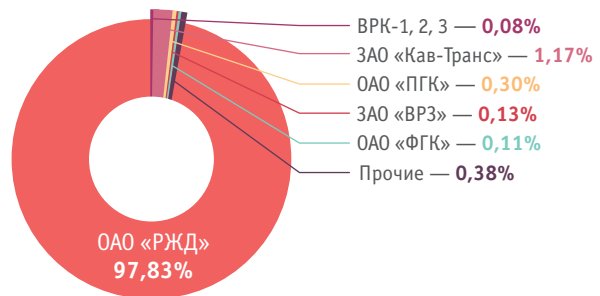


Рис. 2. Конкурентная среда в сфере предоставления услуг по текущему отцепочному ремонту

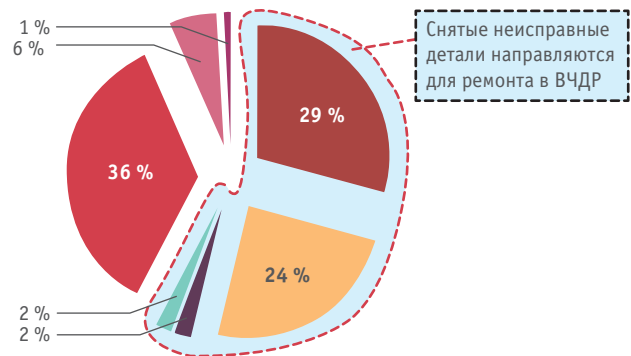


Рис. 3. Причины текущего отцепочного ремонта грузовых вагонов: ■ — колесные пары; ■ — тележка; ■ — тормозное оборудование; ■ — автосцепное оборудование; ■ — кузовные работы; ■ — рама вагона; ■ — прочие работы

Из рис. 3 видно, что 57 % всех узлов и деталей отремонтированы или проходили входной контроль (новые детали) в ремонтных вагонных депо вагоноремонтного комплекса. Однако мощностей этих предприятий явно недостаточно, чтобы обеспечить текущий отцепочный ремонт. В результате дефицита материалов происходит простой вагонов в текущем ремонте сверх срока, установленного договором, и депо несет непроизводительные затраты, связанные со штрафными санкциями, предусмотренными договорами. Сами же вагоноремонтные депо развивать производственные мощности по ремонту узлов и деталей для обеспечения участков ТОР не заинтересованы, поскольку это требует значительных инвестиций, а доля прибыли составляет не более 10 %.

Таким образом, сложилась следующая ситуация. Вагоноремонтные предприятия вагоноремонтного комплекса обладают необходимым оборудованием для ремонта узлов и деталей вагонов, но не имеют стимулов для наращивания мощностей для обеспечения участков ТОР, а эксплуатационные вагонные депо ОАО «РЖД» располагают площадками для производства текущего отцепочного ремонта [5]. Кроме того, с выводом операторской деятельности по предоставлению подвижного состава из структуры ОАО «РЖД» и практически полной передачей грузовых вагонов компаниям-операторам вагонное хозяйство превратилось в монополиста в сфере оказания услуг по текущему отцепочному ремонту грузовых вагонов, что чревато административной и уголовной ответственностью за нарушение антимонопольного законодательства РФ. Так, согласно ст. 5 Федерального закона № 135-ФЗ «О защите конкуренции» (в редакции от 29.11.10) деятельность вагонного хозяйства ОАО «РЖД» в сфере предоставления услуг по текущему отцепочному ремонту грузовых вагонов характеризуется как доминирующее положение: «Доминирующим положением признается положение хозяйствующего субъекта (группы лиц) или нескольких хозяйствующих субъектов (групп лиц) на рынке определенного товара, дающее такому хозяйствующему субъекту (группе лиц) или таким хозяйствующим субъектам (группам лиц) возможность оказывать решающее влияние на общие условия об-

ращения товара на соответствующем товарном рынке, и (или) устранять с этого товарного рынка других хозяйствующих субъектов, и (или) затруднять доступ на этот товарный рынок другим хозяйствующим субъектам» [6].

Дальнейшее стратегическое развитие вагонного хозяйства необходимо вести по двум направлениям:

- построение взаимоотношений с клиентами;
- собственное развитие компании [7].

Так как подготовка поездов в рейс и осмотр вагонов под погрузку — важнейшие задачи вагонного хозяйства по обеспечению безопасности движения, в данной сфере конкуренция недопустима. Стоимость технического обслуживания поездов является составляющей частью тарифов на перевозки грузов и услуги инфраструктуры, выполняемые российскими железными дорогами (прейскурант 10–01). Основным инструментом для достижения благополучия в процессе подготовки поездов в рейс и осмотра вагонов под погрузку — оптимизация издержек.

Необходимо процесс текущего отцепочного ремонта выделить из вагонного хозяйства и интегрировать в структуру холдинга ОАО «РЖД». Вагонное хозяйство ОАО «РЖД» останется участником процесса только в части определения вагонов, требующих ТОР, и оформления первичных документов на ремонт.

Для анализа положительных и отрицательных сторон выделения процесса текущего отцепочного ремонта из вагонного хозяйства ОАО «РЖД» составлена диаграмма баланса сил (табл. 1).

Последовательность реализации действий, направленных на достижение поставленной цели, приведена на стратегической карте (рис. 4).

На уровне персонала эксплуатационных вагонных депо необходимо: выделить работников, обеспечивающих функционирование процесса ТОР; провести с ними разъяснительную работу о стратегии развития вагонного хозяйства; подготовить их для перевода в другую структуру; разработать пакет социальной защищенности этих работников.

Таблица 1

Диаграмма баланса сил выделения процесса текущего отцепочного ремонта из вагонного хозяйства ОАО «РЖД»

Сопутствующие факторы	Препятствующие факторы
Необходимость демополизации рынка предоставления услуг по текущему отцепочному ремонту и развития конкурентной среды	Усложнение процесса материально-технического обеспечения эксплуатационных вагонных депо
Отсутствие собственной ремонтной базы по ремонту узлов и деталей вагонов в вагонном хозяйстве ОАО «РЖД»	Вероятность увеличения количества вагонов нерабочего парка на путях станции и, как следствие, снижение пропускной способности
Необходимость исключения противоречий в работе депо при осуществлении процессов ТО и ТОР	Необходимость пересмотра нормативной документации
Осуществление стратегической карты ОАО «РЖД» по выводу процесса ремонта подвижного состава из своей деятельности к 2030 г.	Ослабление технического оснащения эксплуатационных вагонных депо
Снижение влияния факторов недостаточной мощности участков ТОР на безопасность движения	

На уровне процессов: подготовить перечень нормативной документации, требующей пересмотра; разработать проекты изменений в нормативную документацию; провести инвентаризацию и оценку остаточной стоимости оборудования, планируемого к передаче в структуру по текущему ремонту вагонов; определить перечень оборудования, которое необходимо оставить в эксплуатационных вагонных депо; подготовить проект инвестиционной программы, направленной на восполнение основных средств, передаваемых в другую структуру, и наращивание производственных мощностей процесса ТОР; разработать проект мер, направленных на предотвращение

снижения пропускной способности станций; подготовить проект взаимодействия эксплуатационного и ремонтного блоков.

На уровне клиентов: подготовить проекты новых договоров на оказание услуг по текущему отцепочному ремонту вагонов; разработать регламент доставки вагонов к местам проведения текущего отцепочного ремонта.

На уровне финансовых показателей — пересмотреть параметры бюджета вагонного хозяйства.

На основе карты стратегических инициатив предложен поэтапный план мероприятий по выводу текущих отцепочных ремонтов в отдельный бизнес-блок (рис. 5).

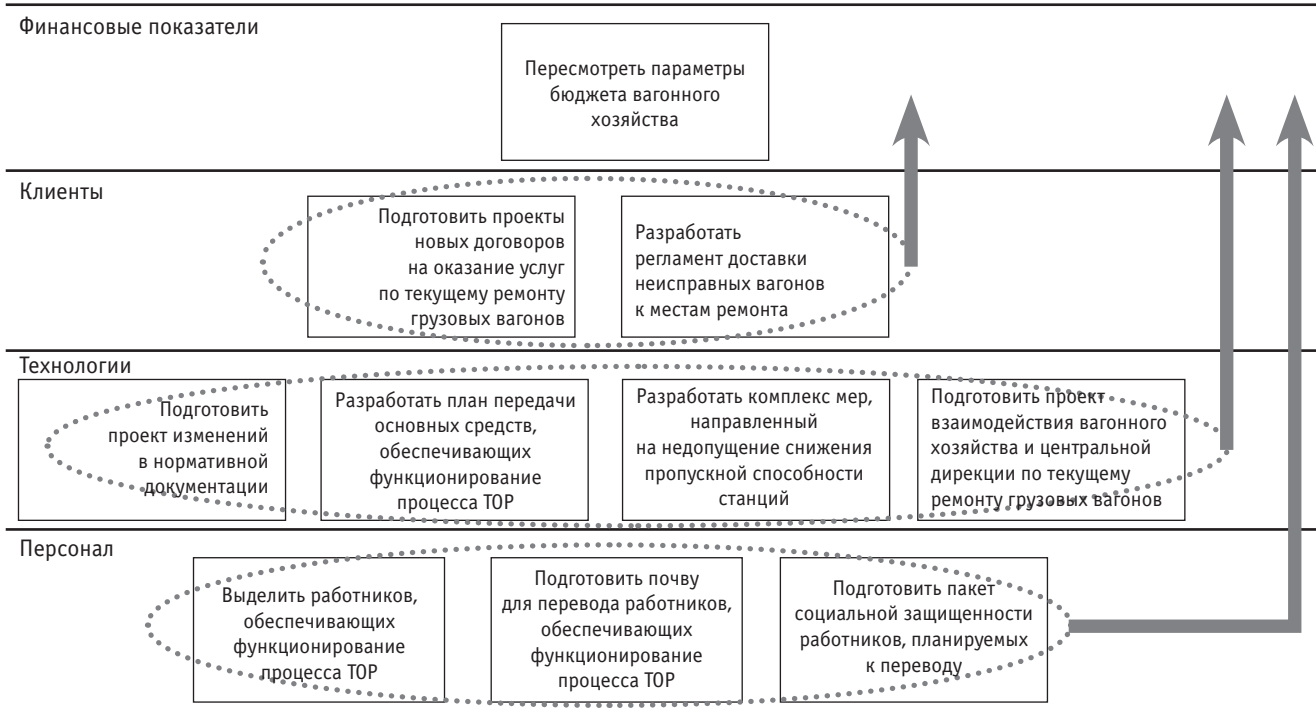


Рис. 4. Карта реализации стратегических инициатив



Рис. 5. Поэтапный план вывода текущих отцепочных ремонтов в отдельный бизнес-блок

I этап — до середины 2015 г. создать в Центральной дирекции инфраструктуры дирекцию вагонного хозяйства. Основная задача этого этапа — формирование бюджета эксплуатационного вагонного хозяйства, независимого от бюджета Центральной дирекции инфраструктуры.

II этап — до конца 2015 г. разделить функции текущего ремонта вагонов и технического обслуживания. Основная задача этапа — разделение бюджета эксплуатационного вагонного хозяйства на ремонтную и эксплуатационную составляющую, а также формирование штатного расписания персонала, обеспечивающего функционирование процессов текущего ремонта и технического обслуживания как независимых друг от друга.

III этап (2016–2019 гг.) — осуществление деятельности эксплуатационного вагонного хозяйства в новом формате. Основная задача данного этапа — путем инвестиций наращивать мощности участков текущего ремонта грузовых вагонов до достижения полного баланса между потребностью в нем и возможностью производить этот ремонт. Длительность этапа зависит от размеров инвестиций. Только после создания достаточных производственных мощностей по текущему отцепочному ремонту можно будет выделить процесс TOP в отдельную бизнес-единицу холдинга ОАО «РЖД».

IV этап — выделение дирекции вагонного хозяйства из состава Центральной дирекции инфраструктуры в отдельный филиал ОАО «РЖД» — Центральную дирекцию эксплуатационного вагонного хозяйства. Продолжительность этапа — один год. Основная задача этапа — подготовка к созданию ДЗО по текущему ремонту вагонов.

V этап — выделение процесса TOP из Центральной дирекции эксплуатационного вагонного хозяйства в дочерние общества ОАО «РЖД». Основная задача этапа — создание конкурентной среды в сфере предоставления услуг по текущему отцепочному ремонту вагонов и подготовка выхода акций ДЗО на рынок, что позволит реализовать стратегическую карту ОАО «РЖД» — полностью вывести из деятельности холдинга процессы ремонта подвижного состава к 2030 г.

Предложенная стратегия преобразования вагонного хозяйства Центральной дирекции инфраструктуры ОАО «РЖД» на эксплуатационную и ремонтную составляющие приведет к эффективному использованию парка грузовых вагонов вне зависимости от формы собственности.

Отдельный бизнес-блок по ремонту подвижного состава позволит интегрировать данные функции как в ОАО «ВРК», так и в частные компании на основе использования единой базы и технологии для оперативного решения потребностей рынка.

Литература

1. Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года / утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 17.06.08 № 877-р [Электронный ресурс]. URL: http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=13009 (дата обращения: 24.09.2014).
2. Дюков И. И. Стратегия развития бизнеса. Практический подход. СПб. : Питер, 2008. 236 с.
3. Хусаинов Ф. И. Экономические проблемы управления вагонными парками // Экономика железных дорог. 2010. № 3. С. 63–77. ISSN 1727-6500.
4. Баскал В. Ю., Смольянинов А. В., Сирина Н. Ф. Обеспечение перевозочного процесса подвижным составом // Транспорт Урала. 2011. № 4 (31). С. 48–54. ISSN 1815-9400.
5. Сирина Н. Ф. Моделирование управления вагоноремонтным комплексом // Вестник УрГУПС. 2009. № 1. С. 12–20. ISSN 2079-0392.
6. О защите конкуренции : Федер. закон от 26.07.06 № 135-ФЗ (в ред. от 29.11.10) [Электронный ресурс]. URL: <http://www.survey-invest.com/normativnaya-pravovaya-baza-moskvyi/> (дата обращения: 24.09.2014).
7. Рачек С. В., Пономарева М. С. Теоретические основы процессного подхода в управлении организацией // Управление экономическими системами. 2012. № 12 (48). ISSN 1999-4516.

References

1. Strategiya razvitiya zheleznodorozhnogo transporta v Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda / utv. rasporyazheniem Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 17.06.08 № 877-r [Strategy for Developing Rail Transport in the Russian Federation up to 2030 / ratified by Resolution of the Federal Government of 17.06.08 No. 877-r]. [Electronic resource]. URL: http://www.mintrans.ru/documents/detail.php?ELEMENT_ID=13009 (date accessed: 24.09.2014).
2. Dyukov I. I. Strategiya razvitiya biznesa. Prakticheskiy podkhod [Business development strategy: a practical approach]. SPb. : Piter, 2008. 236 s.
3. Khusainov F. I. Ekonomicheskie problemy upravleniya vagonnymi parkami [Economic issues of fleet management] // Ekonomika zheleznikh dorog. 2010. № 3. S. 63–77. ISSN 1727-6500.
4. Baskal V. Yu., Smolyaninov A. V., Sirina N. F. Obespechenie perevozhnogo protsesssa podvizhnym sostavom [Supplying transportation process with operable rolling-stock] // Transport Urala. 2011. № 4 (31). S. 48–54. ISSN 1815-9400.
5. Sirina N. F. Modelirovanie upravleniya vagonoremontnym kompleksom [Simulation of car repair complex management] // Vestnik UrGUPS. 2009. № 1. S. 12–20. ISSN 2079-0392.
6. O zashchite konkurentsii : Feder. zakon ot 26.07.06 № 135-FZ (v red. ot 29.11.10) [On Protection of Competition : Federal Law of 26.07.06 No. 135-FZ (as amended on 29.11.10)]. [Electronic resource]. URL: <http://www.survey-invest.com/normativnaya-pravovaya-baza-moskvyi/> (date accessed: 24.09.2014).
7. Rachek S. V., Ponomareva M. S. Teoreticheskie osnovy protsessnogo podkhoda v upravlenii organizatsiy [Theoretical basis of process approach in business management] // Upravlenie ekonomicheskimi sistemami. 2012. № 12 (48). ISSN 1999-4516.

УДК 656.13:658.382.3+656.13.05 (094)

Владимир Анатольевич Городокин, кандидат юридических наук, профессор кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск,
Владимир Леонидович Поляцко, ассистент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск

ПРОБЛЕМЫ РЕГЛАМЕНТИРОВАНИЯ ВЫБОРА СКОРОСТИ В ПРАВИЛАХ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ

UDC 656.13:658.382.3+656.13.05 (094)

Vladimir Anatolyevich Gorodokin, PhD in Law, Professor, Department of Motor Transport Operation, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk
Vladimir Leonidovich Polyatsko, Assistant, Department of Motor Transport Operation, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk

Issues of driving speed regulation in Road Traffic Rules

Аннотация

В статье сделан анализ и сравнение положений и терминов Правил дорожного движения Российской Федерации, Республики Беларусь, Республики Украина и Республики Казахстан. Рассмотрены дорожно-транспортные ситуации, в которых применение требований ПДД приводит к неоднозначным последствиям и действиям водителей автомобилей. Обоснованы уточнения и рекомендации к ПДД Российской Федерации, позволяющие снизить риск дорожно-транспортных происшествий.

Актуальность темы продиктована необходимостью гармонизации законодательных актов государств, входящих в единое таможенное пространство, с целью повышения безопасности дорожного движения и обеспечения безопасности международных автомобильных перевозок.

Ключевые слова: скорость движения, Правила дорожного движения, дорожно-транспортная ситуация, действия водителя, опасность для движения.

Summary

The article provides an analysis and comparison of the terms and provisions of the Road Traffic Rules of the Russian Federation, Belarus, Ukraine and the Republic of Kazakhstan. Traffic situations are analyzed where observance of traffic rules leads to ambiguous consequences and drivers' actions. Adjustments and recommendations to Road Traffic Rules of the Russian Federation that could reduce the risk of road accidents are substantiated.

The relevance of the topic is dictated by the need to harmonize regulations of member countries of the single customs space with the aim to improve traffic safety and security of international road transport.

Keywords: driving speed, Road Traffic Rules, traffic situation, driver's actions, traffic hazard.

В государствах, образовавшихся в 1990-е гг. на постсоветском пространстве, в ПДД вносились изменения, которые учитывали и национальные особенности, и присущий только этим странам подход к решению проблем безопасности движения. В настоящее время при развитии экономических, культурных и прочих связей между государствами (Казахстан, Беларусь и др.) увеличиваются объемы перевозок по территории Таможенного союза. Но вследствие разночтения требований, изложенных в Правилах дорожного движения, водители по-разному выполняют те или иные нормы ПДД, что, в свою очередь, приводит к нештатным ситуациям и повышению риска дорожно-транспортных происшествий.

С технической точки зрения требования п. 10.1 Правил дорожного движения Российской Федерации (ПДД РФ) регламентируют действия водителей транспортных средств (ТС) в двух не зависящих друг от друга дорожно-транспортных ситуациях.

Так, согласно требованиям первого абзаца п. 10.1 ПДД, «водитель должен вести транспортное средство со скоростью, не превышающей установленного ограничения, учитывая при этом интенсивность движения, особенности и состояние транспортного средства и груза, дорожные и метеорологические условия, в частности видимость в направлении движения. Скорость должна обеспечивать водителю возможность постоянного контроля за движением транспортного средства для выполнения требований Правил» [1]. Как видно из текста, требования, предъявляемые к водителю, сводятся к правильному выбору скорости в зависимости от различных условий движения и ситуации. Второе предложение первого абзаца несколько сужает общее требование, записанное в первом предложении, и сводит его к необходимости доведения скорости ТС до величины, которая позволит водителю действовать в рамках, установленных ПДД. К сожалению, данная формулировка понимается таким образом, что выбранная водителем скорость должна обеспечить в общем смысле безопасность других

27

Октябрь – Декабрь

участников движения, а в конкретном случае — возможность остановиться перед любым препятствием. Однако это неверно. Случаи, когда невыполнение данного требования может быть поставлено водителю в вину, достаточно ограничены и возникают, если необходимость обеспечения безопасности имеет формальные признаки и не зависит от выбираемой водителем скорости, т. е. распространяется на весь диапазон скоростей. Так, это требование допустимо в отношении водителя транспортного средства, совершающего разрешенный поворот на перекрестке не из крайнего ряда (правого или левого, в зависимости от направления маневра) и обязанного уступить дорогу пешеходам, правомерно пересекающим проезжую часть, на которую он поворачивает. Данное требование действует вне зависимости от того, с какой скоростью движется ТС, а также от того факта, что видимость пешеходов может быть ограничена поворачивающим по соседней полосе другим транспортным средством. Требование уступить дорогу пешеходам носит декларативный характер и является обязательным, поэтому водитель сам определяет скорость, при которой пешеходам не будет создаваться помех. Аналогично выбираемая водителем скорость должна позволить ему выполнить возложенные на него обязанности при движении по закруглению дороги, когда величина скорости должна быть приведена в соответствие и с радиусом кривой, по которой движется транспортное средство, и с коэффициентом сцепления, что в совокупности позволит обеспечить возможность контроля за движением по проезжей части без выезда за ее пределы. Вместе с тем данное требование не может предъявляться к водителю на прямолинейном участке при неожиданном появлении какого-либо объекта в поле зрения водителя. Это абсолютно иная ситуация, регламентируемая требованием второго абзаца п. 10.1 ПДД: «При возникновении опасности для движения, которую водитель в состоянии обнаружить, он должен принять возможные меры к снижению скорости вплоть до остановки транспортного средства» [1].

В общем случае требования по выбору водителем скорости сформулированы во многих правовых документах, например в п. 1 ст. 13 международной Конвенции о дорожном движении: «Водитель транспортного средства должен при изменении скорости движения транспортного средства постоянно учитывать обстоятельства, в частности рельеф местности, состояние дороги и транспортного средства, его нагрузку, атмосферные условия и интенсивность движения, чтобы быть в состоянии остановить транспортное средство в конкретных условиях видимости в направлении движения, а также перед любым препятствием, которое водитель в состоянии предвидеть. Он должен снижать скорость и в случае необходимости останавливаться всякий раз, когда того требуют обстоятельства, особенно когда видимость неудовлетворительна» [2]. Если предположить, что текст переведен правильно, то требования, записанные в Конвенции, следует признать не очень корректными. Во-первых, водителя призывают учитывать величину скорости только при ее изменении. Значит ли это, что при движении с постоянной скоростью он не должен принимать в расчет «рельеф местности, состояние дороги и транспортного средства, его нагрузку, атмосферные условия и ин-

тенсивность движения» [2]? Во-вторых, требование «быть в состоянии остановить транспортное средство в конкретных условиях видимости в направлении движения» [2] также нуждается в разъяснениях. С технической точки зрения оно означает следующее: водитель должен выбирать скорость таким образом, чтобы иметь возможность остановить ТС на отрезке пути, обеспеченном видимостью. И, как было указано выше, оно совсем не означает наличие возможности остановиться перед любым препятствием, внезапно возникающим на полосе движения транспортного средства. Это важно, так как зачастую данное требование понимается как обязательная возможность остановиться и обеспечить полную безопасность другим участникам движения. В-третьих, требование остановиться «перед любым препятствием, которое водитель в состоянии предвидеть» [2] ставит водителей в неравные условия, поскольку способность «предвидеть» во многом зависит от опыта. То есть при одних и тех же обстоятельствах водитель, обладающий большим опытом и способный прогнозировать ход изменения дорожно-транспортной ситуации, согласно данной формулировке будет считаться виновным в продолжении движения с прежней скоростью, а водитель, не имеющий должного опыта, не будет нести за это ответственность. Поэтому следует признать действующую формулировку п. 10.1 Правил дорожного движения РФ [1] более верной по сравнению с требованиями Конвенции, так как в соответствии с ней водитель вынужден снижать скорость вплоть до остановки только по отношению к тому объекту, опасность от возникновения которого ему очевидна. И в-четвертых, необходимо разграничивать требования, направленные на выбор водителем скорости, и требования, связанные с необходимостью снижения скорости вплоть до полного прекращения движения ввиду изменившихся обстоятельств. В данном случае эта тактическая ошибка присуща не только международной Конвенции, но также ПДД РФ и Правилам дорожного движения Республики Казахстан, где в одном пункте находят отражение два разных, по сути, требования. В частности, п. 10.1 Правил дорожного движения Республики Казахстан предписывает: «Водитель должен вести транспортное средство со скоростью, не превышающей установленного ограничения, учитывая при этом интенсивность движения, особенности и состояние транспортного средства и груза, дорожные и метеорологические условия, в частности видимость в направлении движения. Скорость должна обеспечивать водителю возможность постоянного контроля за движением транспортного средства для выполнения требований Правил.

При возникновении препятствий и (или) опасности для движения, которые водитель в состоянии обнаружить, он должен принять меры к снижению скорости вплоть до остановки транспортного средства или безопасному для других участников движения объезду препятствия» [3]. Практически это требование полностью совпадает с текстом Правил дорожного движения СССР, принятых в 1987 г. К сожалению, данная формулировка была изменена в ПДД Российской Федерации в 1994 г. и в измененном виде действует до сих пор. Таким образом, различия в формулировках, по сути, одного и того же требования заключаются в том, что, согласно Правилам дорож-

ного движения Республики Казахстан, водитель должен принимать любые меры к снижению скорости, а в российском варианте меры, предпринимаемые водителем к снижению скорости, должны быть «возможными», что, на наш взгляд, более приемлемо. Основное же отличие состоит в том, что Правила дорожного движения Республики Казахстан позволяют водителю транспортного средства при обнаружении препятствия совершать безопасный по отношению к другим участникам движения маневр. В ПДД РФ действия водителя в данной ситуации с 1994 г. не регламентированы.

По другому пути изложения требований, предъявляемых к водителю по выбору скорости движения, пошли законодатели Украины. Та же формулировка в главе 12 «Скорость движения» состоит из трех пунктов:

«12.1. При выборе в установленных пределах безопасной скорости движения водитель должен учитывать дорожную обстановку, а также особенности перевозимого груза и состояние транспортного средства, чтобы иметь возможность постоянно контролировать его движение и безопасно управлять им.

12.2. В темное время суток и в условиях недостаточной видимости скорость движения должна быть такой, чтобы водитель имел возможность остановить транспортное средство в пределах видимости дороги.

12.3. В случае возникновения опасности для движения или препятствия, которое водитель объективно способен обнаружить, он должен немедленно принять меры для уменьшения скорости вплоть до полной остановки транспортного средства или безопасного для других участников движения объезда препятствия» [4].

Принятая законодателями Украины формулировка лишена многих из указанных выше недостатков. Во-первых, отличные друг от друга требования, регламентирующие выбор скорости и действия, направленные на предотвращение дорожно-транспортного происшествия, приведены в разных пунктах Правил, что исключает, таким образом, тактическую ошибку. Во-вторых, возможность постоянного контроля за движением транспортного средства и безопасного управления им увязана не с видимостью в направлении движения, а со скоростью, выбираемой в соответствии с дорожной обстановкой, а также особенностями груза, который перевозится, и состоянием транспортного средства. В-третьих, выбранная водителем скорость должна позволить ему «остановить транспортное средство в пределах видимости дороги» [4], что исключает двойное толкование, характерное для ПДД Российской Федерации из-за некорректности формулировки, связывающей выбор скорости с видимостью в направлении движения и с обеспечением постоянного контроля за движением транспортного средства для выполнения требований Правил. В-четвертых, как и в ПДД Республики Казахстан, в ПДД Украины наряду с необходимостью снижения скорости при возникновении препятствия для движения допускается безопасный для других участников движения его объезд.

В качестве недостатка требований, сформулированных в Правилах дорожного движения Украины, следует указать на необходимость «выбора в установленных пределах безопасной скорости движения» [4]. Технически выбрать «безо-

пасную скорость», т. е. такую, при которой возможно предотвращение любого ДТП, нельзя. Предотвратить можно только конкретное ДТП, развивающееся индивидуально, по только ему присущим законам. Решить задачу предотвращения вообще всех возможных вариантов аварийного развития дорожно-транспортной ситуации практически невозможно. Если же вести речь о предотвращении конкретного ДТП и соответственно о выборе скорости в конкретном случае, тогда следует говорить и об индивидуальном развитии ситуации со своими исходными данными. К этим исходным данным нужно отнести так называемые переменные величины, характерные для данного стечения обстоятельств, например: видимость конкретного объекта, представляющего опасность или препятствие для движения, характер действий участников происшествия (темп, направление их перемещения, момент начала или изменения направления движения), изменение отдельных составляющих дорожных условий и т. п.

Отсутствие у водителя транспортного средства технической возможности привести скорость движения в соответствие с обзорностью вытекает из следующих условий. Рассмотрим такой пример: при выборе водителем движущегося автомобиля безопасного бокового интервала по отношению к припаркованному у правого края проезжей части транспортным средством (около 0,65 м) пешеход в момент попадания в поле зрения водителя будет находиться от динамического коридора, занимаемого ТС, на расстоянии около 1,4 м. Согласно расчетам по формуле (1), при движении быстрым шагом пешеход-мужчина в возрасте от 20 до 30 лет может преодолеть данный отрезок пути за 0,73 с, пешеход-женщина в возрасте от 20 до 30 лет — за 0,77 с:

$$T_{\text{п}} = \frac{S_{\text{п}} \cdot 3,6}{V_{\text{п}}}, \quad (1)$$

где $S_{\text{п}}$ — расстояние, преодоленное пешеходом с момента попадания в поле зрения водителя движущегося автомобиля до момента достижения границы динамического коридора, занимаемого этим ТС (в нашем примере $S_{\text{п}} = 1,4$ м);

$V_{\text{п}}$ — средняя скорость движения пешехода в возрасте от 20 до 30 лет в темпе «быстрый шаг» (для пешехода-мужчины она равна 6,9, для пешехода-женщины — 6,5 км/ч [5]).

Отрезки 0,73 и 0,77 с меньше времени, необходимого водителю ТС для приведения тормозов в действие, которое в условиях сухого покрытия, исправного и незагруженного легкового автомобиля составляет 1,05 с:

$$t_{\text{привед}} = t_1 + t_2 + t_3, \quad (2)$$

где $t_1 = 0,6$ с — время реакции водителя ТС в дорожно-транспортной ситуации, когда от него требовалось особое внимание [5];

$t_2 = 0,1$ с — время запаздывания срабатывания тормозного привода легкового автомобиля [6];

$t_3 = 0,35$ с — время нарастания замедления исправного незагруженного легкового автомобиля на сухом асфальтовом покрытии.

Таким образом, событие — наезд на пешехода — зависит не от выбранной водителем скорости, а от дальности расположения автомобиля относительно места наезда, и чем меньше скорость, тем ближе будет находиться ТС к месту наезда в момент возникновения опасности. То есть, согласно расчетам по формуле (3), при скорости движения, допустимой в населенном пункте и равной 60 км/ч, водитель не будет успевать даже привести в действие тормозную систему, если пешеход попадет в поле его зрения, когда ТС будет находиться от места наезда на расстоянии 23,3 м и соответственно на расстоянии 7,8 м при движении со скоростью 20 км/ч:

$$S_a = \frac{V_a \cdot t_n}{3,6}, \quad (3)$$

где $t_n = 0,77$ с — время, затраченное пешеходом при движении к месту наезда с момента возникновения опасности;

V_a — скорость движения автомобиля.

На основании вышеизложенного можно сделать вывод, что, во-первых, в общем случае с технической точки зрения неправомерно требовать от водителя транспортного средства выбирать «безопасную скорость» безотносительно к конкретной дорожно-транспортной ситуации, так как определяющим условием, позволяющим предотвратить происшествие, является не сама по себе скорость ТС, а совокупность факторов, часть из которых может не контролироваться водителем. Во-вторых, по тем же причинам неправомерно требовать от водителя привести скорость транспортного средства в соответствие с обзорностью дороги, поскольку в данном случае скорость ТС будет стремиться к нулю, не обеспечивая при этом стопроцентную возможность предотвратить происшествие.

Иными словами, при выборе скорости водитель должен руководствоваться конкретно складывающейся обстановкой, в том числе, безусловно, видимостью в направлении движения.

Достаточно пространные рассуждения по этому вопросу вызваны тем, что нередки случаи, когда органы следствия, дознания, а в конечном счете и суды вменяют водителям ТС, совершившим ДТП, невыполнение требований п. 10.1 Правил дорожного движения в части того, что «скорость должна обеспечивать водителю возможность постоянного контроля за движением транспортного средства» [1]. Мотивировка в данном случае достаточно проста: если водитель не сумел предотвратить, скажем, наезд на пешехода, значит, им неверно выбрана скорость, т. е. выбранная водителем скорость не обеспечила безопасность в сложившейся дорожно-транспортной ситуации. Очень удобно, и для обвинения водителя не требуется проведение каких-либо расчетов. Однако в очередной раз следует указать, что такой подход к решению вопроса о возможности предотвращения ДТП неприемлем, неверен и может привести к фатальной ошибке. На наш взгляд, скорость, которая дает возможность дорожно-транспортной ситуации развиваться в безопасном или штатном режиме, должна называться не «безопасной», а «ситуационной», позволяющей в конкретном случае не создавать опасную дорожно-транспортную ситуацию.

Подтверждением правильности этого является формулировка п. 12.1 ПДД Украины, согласно которой выбранная во-

дителем скорость (с учетом дорожной обстановки, особенностей груза, состояния ТС) должна обеспечить ему возможность постоянного контроля за движением и безопасным управлением транспортного средства. Очевидно, что такой подход несколько отличается от принятого в ПДД Российской Федерации, в соответствии с которым водитель должен сохранять «контроль над движением транспортного средства» [1], и ведущего к двоякому толкованию.

Интересен и опыт, предпринятый законодателями Республики Беларусь при решении того же вопроса — о выборе водителем скорости движения. Во-первых, налицо некоторое дублирование требований. Так, в п. 9.9 главы 3 «Права и обязанности водителей» ПДД Республики Беларусь указывается, что водитель обязан «принимать в складывающейся ситуации меры по снижению скорости, вплоть до остановки транспортного средства, обеспечивающие безопасные условия для дорожного движения пешеходов (в том числе детей, инвалидов, людей пожилого возраста, а также велосипедистов, находящихся на дороге)» [7]. В свою очередь, п. 87 главы 11 «Скорость движения транспортных средств» предписывает: «При выборе скорости движения водитель должен учитывать ограничения скорости, установленные пунктами 88, 89 настоящих Правил и техническими средствами организации дорожного движения, а также интенсивность движения, обзорность дороги, особенности и состояние транспортного средства и перевозимого им груза, дорожные, погодные (метеорологические) условия и другие факторы, снижающие прозрачность атмосферы и влияющие на видимость дороги в направлении движения. При этом:

87.1. в темное время суток и (или) при недостаточной видимости дороги скорость движения должна позволять водителю остановить транспортное средство в пределах видимости дороги в направлении движения;

87.2. при возникновении препятствия или опасности для движения, которые водитель в состоянии обнаружить, он обязан немедленно принять меры к снижению скорости движения, вплоть до остановки транспортного средства» [7].

Помимо некоторых совпадений с аналогичными пунктами ПДД Украины и наличия тех же достоинств, в Правилах дорожного движения Республики Беларусь есть и дополнения, обладающие, на наш взгляд, рядом особенностей. Например, при выборе скорости водителю вменяется в обязанность руководствоваться не только видимостью в направлении движения, но и обзорностью. С технической точки зрения это означает, что при движении в местах, где обзорность ограничена или сведена практически до нуля (расположенные близко к проезжей части зеленые насаждения, непрозрачные ограждения, стоящие у края проезжей части припаркованные транспортные средства и т. п.), выбираемая водителем скорость также должна приближаться к нулевому значению. Данное требование нельзя признать рациональным. Возможно, не лишено смысла добавление, разъясняющее водителю влияние прозрачности атмосферы на определение видимости в направлении движения. Положительным отличием формулировки требований в ПДД Республики Беларусь является существенное, на наш взгляд, дополнение о том, что видимость дороги

определяется «в направлении движения», а не по всем сторонам света, как может быть истолковано в тексте ПДД Украины. Вместе с тем, как и в ПДД Российской Федерации, Республики Казахстан, в Правилах дорожного движения Республики Беларусь не предусмотрен объезд препятствия, что, по нашему мнению, тоже нерационально.

Таким образом, сравнительный анализ ПДД Российской Федерации, Республики Беларусь, Республики Казахстан, Украины и международной Конвенции о дорожном движении в части требований по выбору водителем скорости движения и действий, связанных с предотвращением опасности для движения, показал, что существующие формулировки имеют между собой достаточно серьезные различия и нуждаются не только в изменениях (в большей или меньшей степени), но и в комментариях.

По нашему мнению, требования к водителю ТС по выбору скорости и регламентация действий при возникновении опасности для движения могут быть сформулированы следующим образом.

1. Водитель должен вести транспортное средство со скоростью, не превышающей максимальное ограничение, выбранная им скорость не должна быть ниже минимальной величины, установленной Правилами дорожного движения или дорожными знаками. Скорость должна быть приведена водителем в соответствие с интенсивностью движения, особенностями и состоянием транспортного средства и перевозимого груза, дорожными и метеорологическими условиями и должна обеспечить ему возможность постоянного контроля за управлением транспортным средством.

2. В темное время суток, при снижении прозрачности атмосферы и в условиях недостаточной и ограниченной видимости выбранная водителем скорость движения должна позволить ему остановить транспортное средство в границах видимости элементов дороги в направлении движения.

3. При возникновении препятствия или опасности для движения, которые водитель в состоянии обнаружить, он обязан незамедлительно принять возможные меры к снижению скорости движения вплоть до остановки транспортного средства или безопасному для других участников движения (третьих лиц) объезду препятствия.

В первом пункте речь идет о выборе водителем скорости без потери контроля над транспортным средством в рамках установленных ПДД ограничений и с учетом комплекса условий, способных оказать влияние на обеспечение безопасности дорожного движения.

Требования второго пункта сводятся к необходимости выбора водителем скорости с учетом дальности видимости элементов дороги в направлении движения. Под элементами дороги в данном случае понимаются объекты внешнего искусственного освещения, дорожной инфраструктуры, элементы обустройства, обеспечивающие безопасность движения, технические средства организации движения и т. п. Соответственно в зависимости от дальности видимости указанных объектов водитель должен выбирать скорость, максимальная величина

которой позволит остановить ТС, не выезжая за видимый отрезок пути. Данную скорость не следует отождествлять со скоростью, позволяющей предотвратить дорожно-транспортное происшествие, будь то наезд на препятствие или столкновение, опасность возникновения которого является для водителя неожиданным фактором. Действия водителя по предотвращению ДТП являются самостоятельным деянием, регламентированным иными требованиями, сформулированными в п. 3.

В третьем пункте, как указано выше, изложены необходимые действия, направленные на предотвращение дорожно-транспортного происшествия. Учитывая тот факт, что практически всем ДТП предшествует или возникает опасность для движения, или появление в зоне видимости водителя какого-либо объекта, представляющего препятствие для движения, требования, предъявляемые к водителю, направлены на исключение взаимного контакта транспортного средства с объектом, создающим соответственно опасность для движения или представляющим препятствие. При этом в случае возникновения опасности для движения водителю надлежит незамедлительно принимать меры к снижению скорости (с технической точки зрения речь идет о применении экстренного или максимально эффективного торможения), а с момента возможности обнаружения препятствия для движения водитель получает право (наряду с обязанностью снизить скорость) на применение маневра. При выполнении маневра по объезду препятствия водитель транспортного средства не должен создавать опасность для иных участников движения. Под иными участниками движения в данном случае понимаются третьи лица, не находящиеся в (на) объекте, создающем препятствие. Например, при объезде стоящего на проезжей части ТС не должна создаваться опасность для водителей транспортных средств, движущихся во встречном направлении. Вместе с тем нельзя считать требование по безопасному объезду препятствия невыполненным в случае наезда на пешехода, который первоначально остановился на полосе движения ТС, представлял препятствие для движения автомобиля и начал смещаться в сторону динамического коридора, занимаемого транспортным средством при объезде пешехода. Аналогично не следует включать в группу участников дорожного движения, для которых не должна создаваться опасность при выполнении маневра, водителей ТС, осуществивших выезд и движение по встречной стороне проезжей части и внезапно возвратившихся на свою сторону проезжей части в момент объезда их водителем транспортного средства, которому они представляли перед маневром препятствие, создавая аварийную ситуацию.

Таким образом, предложенная нами формулировка требований к водителям транспортных средств позволит более корректно регламентировать их действия в зависимости от складывающейся дорожно-транспортной ситуации и исключить двоякое толкование требований, предписанных Правилами дорожного движения Российской Федерации, Украины, Республики Беларусь и Республики Казахстан.

Литература

1. Правила дорожного движения Российской Федерации. М. : ООО «ИДТР», 2012. 64 с.
2. Конвенция о дорожном движении [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1901133> (дата обращения: 01.03.2014).
3. Правила дорожного движения Республики Казахстан : учеб.-практ. изд. Алма-Ата : Норма-К, 2002.
4. Правила дорожного движения. Официальное издание. Киев : Арий, 2011.
5. Суворов Ю. Б. Судебная дорожно-транспортная экспертиза : учеб. пособие. М. : Экзамен ; Право и закон, 2003.
6. Пучкин В. А. Основы экспертного анализа дорожно-транспортных происшествий. База данных. Экспертная техника. Методы решений. Ростов н/Д : ИПО ПИ ЮФУ, 2010.
7. Правила дорожного движения. Национальный правовой интернет-портал Республики Беларусь, 04.10.2012, 1/13774 [Электронный ресурс]. URL: http://www.pravo.by/world_of_law/text.asp?RN=P30500551 (дата обращения: 01.03.2014).

References

1. Pravila dorozhnogo dvizheniya Rossiyskoy Federatsii [Road Traffic Rules of the Russian Federation]. M. : 000 «IDTR», 2012. 64 s.
2. Konventsiya o dorozhnom dvizhenii [Road Traffic Convention]. [Electronic resource]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1901133> (date accessed: 01.03.2014).
3. Pravila dorozhnogo dvizheniya Respubliki Kazakhstan : ucheb.-prakt. izd. [Road Traffic Rules of the Republic of Kazakhstan : educational and practical publication]. Alma-Ata : Norma-K, 2002.
4. Pravila dorozhnogo dvizheniya. Ofitsialnoe izdanie [Road Traffic Rules. Official publication]. Kiev : Ariy, 2011.
5. Suvorov Yu. B. Sudebnaya dorozhno-transportnaya ekspertiza : ucheb. posobie [Forensic road accident investigation : a textbook]. M. : Ekzamen ; Pravo i zakon, 2003.
6. Puchkin V. A. Osnovy ekspertnogo analiza dorozhno-transportnykh proissheshtviy. Baza dannykh. Ekspertnaya tekhnika. Metody resheniy [Expert analysis fundamentals of traffic accidents. Database. Expert methods. Solution techniques]. Rostov n/D : IPO PI YuFU, 2010.
7. Pravila dorozhnogo dvizheniya. Natsionalniy pravovoy internet-portal Respubliki Belarus, 04.10.2012, 1/13774 [Road Traffic Rules. National Legal Internet Portal of the Republic of Belarus, 04.10.2012, 1/13774]. [Electronic resource]. URL: http://www.pravo.by/world_of_law/text.asp?RN=P30500551 (date accessed: 01.03.2014).

УДК 629.463.65

Василий Федорович Лапшин, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Константин Олегович Долгих, кандидат технических наук, ведущий технолог ОАО «Федеральная пассажирская компания», Екатеринбург

ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ КУЗОВА ПОЛУВАГОНА ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ НАКЛАДНЫХ ВИБРОМАШИН С ЧАСТОТОЙ НАГРУЖЕНИЯ 16 ГЦ

UDC 629.463.65

Vasily Fedorovich Lapshin, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Konstantin Olegovich Dolgikh, PhD in Engineering, Leading Engineer, Federal Passenger Company, Ekaterinburg

Evaluation of open wagon loading on exposure to overhead vibrators with loading frequency of 16 Hz

Аннотация

Рассмотрены основные принципы выбора параметров вибромашин, применяемых для разгрузки железнодорожного подвижного состава. Показаны противоречия между условиями обеспечения технологического эффекта разгрузки и требованиями по обеспечению сохранности полувагонов. Основная цель работы — рассмотреть возможность применения для разгрузки слеживающихся грузов из полувагонов вибрационных машин с частотой нагружения 16 Гц исходя из условия обеспечения сохранности.

Теоретическую основу составила разработанная ранее методика компьютерного моделирования нагруженности механической системы «вибромашина — кузов — тележка». Для определения значений вибронпряжений в элементах кузова использованы конечно-элементные модели полувагонов 12-132 и 12-196.

На основе методики компьютерного моделирования получены динамические напряжения, возникающие в элементах кузовов полувагонов при нагружении их вынуждающей силой накладной вибрационной машины с частотой 16 Гц. Для полувагонов моделей 12-132 и 12-196 показано, что переход на частоту нагружения 16 Гц приводит к уменьшению допустимого времени взаимодействия вагона с вибромашинной на 24 % и 22 % соответственно.

Ключевые слова: полувагон, накладная вибромашина, технологический эффект, обеспечение сохранности, частота нагружения, методика компьютерного моделирования, конечно-элементная модель кузова, собственная частота колебаний, динамические напряжения, коэффициент запаса усталостной прочности, допустимое время нагружения.

Summary

The basic principles for selecting parameters of vibrators used for unloading railway rolling stock are studied. Inconsistencies between the conditions required to achieve operational effect of unloading and wagon safety requirements are shown. The main objective of the paper is to analyze the possibility to use vibrators with a loading frequency of 16 Hz for unloading slump cargoes from open wagons in compliance with safety requirements.

Theoretical basis of the work was the previously developed technique for computer simulation of loading in mechanical system «vibrator — body — bogie». To determine the vibrating stresses in body elements, finite-element models of 12-132 and 12-196 type open wagons are used.

Based on computer simulation techniques, dynamic stresses have been derived that occur in open wagon body elements when exposed to loading from driving force of overhead vibrator with frequency of 16 Hz. It is shown for 12-132 and 12-196 type open wagons that switching to loading frequency of 16 Hz leads to reduction of the permissible time of interaction between wagon and vibrator by 24 % and 22 % respectively.

Keywords: open wagon, overhead vibrator, operational effect, safety, loading frequency, computer simulation method, finite element model of the body, natural frequency, dynamic stresses, fatigue strength safety factor, permissible loading time.

Поводом для проведения исследований стала публикация [1], в которой авторы предлагают для разгрузки слеживающихся грузов применять накладные вибромашин с частотой нагружения 16 Гц. Это техническое предложение не является новым, еще С.А. Другалем [2] подобное решение было признано как одно из возможных, но практическую реализацию получило в работе [1]. Однако рассматриваемая работа затрагивает только один аспект проблемы разгрузки слеживающихся грузов из полувагонов — достижение технологического эффекта виброочистки. Известно, что окончательное решение по выбору параметров вибромашин зависит не только от эффекта виброочистки, но и от обеспечения сохранности подвижного состава.

Практически все эксплуатируемые в Уральском регионе накладные вибромашин имеют частоту нагружения вынуждающей силы 24–25 Гц (табл. 1) и амплитуду 88–90 кН, что, с одной стороны, соответствует требованиям ГОСТа 22235-2010, с другой — применение таких вибромашин для очистки от остатков груза и выгрузки слеживающихся грузов из полувагонов с высотой кузова 2365 мм запрещено [3]. Подробный анализ допустимого количества циклов нагружения и обеспечение сохранности полувагонов виброустройствами с рабочей частотой 24–25 Гц рассмотрены в [4, 5].

Цель настоящей работы — исследование нагруженности кузова полувагона с высотой кузова 2365 мм при воздействии накладной вибромашин с частотой нагружения вынуждающей силой 16 Гц.

Остановимся кратко на принципах выбора параметров вибромашин, основные положения которых в дальнейшем будут использованы при оценке нагруженности и обосновании требований по обеспечению сохранности полувагонов. Отметим, что подробно с методикой выбора параметров

погрузочно-разгрузочных вибрационных машин и ее применением можно ознакомиться в работах ученых Уральского отделения ВНИИЖТ [2, 6, 7].

Основной целью исследования проблемы взаимодействия подвижного состава и разгрузочных вибрационных устройств «не является выбор частоты вынуждающей силы вибромашин как ее окончательной характеристики, а определение пределов вариации частоты, которые необходимо заложить в опытный образец» [2]. Как показывает практика, эти пределы ограничиваются чаще всего несколькими зонами, свободными от собственных частот колебаний вагона. Выбор их можно сделать на основе следующих соображений [2, 6]:

работа на низких частотах связана с увеличением массы вибромашин, поскольку при фиксированной по амплитуде вынуждающей силе момент вибровозбудителя обратно пропорционален частоте. Как показано в работе [2], частота фактически перестает влиять на изменение момента вибровозбудителя начиная с $n > 16-20$ Гц;

использование слишком высоких частот при сохранении заданного уровня амплитуды ускорения потребует уменьшения амплитуды колебаний, что нерационально по известной причине: «средняя скорость движения частицы прямо пропорциональна амплитуде колебаний или обратно пропорциональна частоте колебаний» [8]. Данное условие справедливо также при выборе параметров накладных вибромашин, но требования сохранности вагонов накладывают жесткие ограничения на вариации этих параметров. С другой стороны, необходимость поддержания технически исправного состояния вагона при нагружении вибромашинами выдвигает требование по обеспечению заданного технологического эффекта при наименьшем силовом воздействии;

с точки зрения простоты конструкции и надежности в эксплуатации преимущества имеют вибромашины с бестрансмиссионным приводом вибровозбудителя. Поэтому при проектировании вибромашин предпочтение отдают частотам, совпадающим с частотной характеристикой электродвигателя. Для асинхронных короткозамкнутых двигателей, используемых

в подавляющем большинстве конструкций вибромашин самой широкой номенклатуры, такими частотами являются 16,3 Гц ($n = 980$ об./мин) и 24 Гц ($n = 1440$ об./мин) [2].

Таким образом, резюмируя вышеизложенное, мы можем сказать, что частота нагружения накладных вибромашин, используемых для очистки полувагонов, может составлять 16 или 24 Гц. Это связано прежде всего с повышением эксплуатационной надежности вибромашин. Однако окончательное решение может быть принято после изучения диапазона частот, исключающих резонансные явления кузова грузового вагона.

Исследование выполнялось на основе методики компьютерного моделирования, описанной в работе [9], с использованием компьютерных моделей полувагонов 12-132 и 12-196 [4, 5]. Основной отличительной особенностью этих моделей является конструкция боковой стены. Так, в конструкции боковой стены полувагона модели 12-132 применяются стойки из омегаобразного профиля по ГОСТу 5267.1-90 и обшивка с периодически повторяющимися гофрами по ТУ14-101-789-2008. В свою очередь, в модели 12-196 в качестве стоек используется швеллер № 20-В2 по ГОСТу 5267.1-90 и обшивка с профилем со сквозными продольными гофрами по ТУ 14-101-789-2008, направленными внутрь кузова.

Процесс моделирования нагруженности кузова вагона описывался блочной схемой, которая включала следующие модули: подготовка компьютерных моделей «вибромашин», «кузов», «тележка»; формирование имитационной модели механической системы «вибромашин — кузов — тележка»; моделирование нагруженности кузова полувагона механической системы «вибромашин — кузов — тележка».

На первом этапе исследований выполнен модальный анализ конструкции кузова. Для проверки возможности использования бестрансмиссионных вибромашин с частотой вынуждающей силы 16 Гц и исключения резонансных явлений определены зоны, свободные от собственных частот колебаний. На числовой оси рис. 1 показаны зоны (заштрихованы), занятые собственными частотами колебаний.

Таблица 1

Характеристики вибрационных машин

Тип вибромашин	Модель вибромашин	Частота, Гц	Амплитуда вынуждающей силы, кН	Масса вибромашин, кг	Производитель (поставщик)
Накладная	ДВР-8-34-25-44	24	90	5500	ООО «Грузозахватные механизмы», Киров
	Урал-ЦНИИ-7771М	24	90	6000	Концерн «Титан», Самара
	Урал-ЦНИИ-МК	24	90	5000	ООО «ПК «Спецмаш», Самара
	СО1-266	24	88	5000	ОАО «Завод «Труд», Новосибирск
	СО-266	24	88	6000	Концерн «Титан», Самара
	ВНВ-2мк	24	88	5000	ООО «ПК «Спецмаш», Самара
	ВНВ-2Р	24	88	5400	Концерн «Титан», Самара
	Вибромашин УкрГАЗТ	25	86	5800	Харьков, Украина
Виброрыхлитель	Урал-ЦНИИ СО3-81М	24	200	5100	ООО «Промтехинвест», Челябинск
	ДП-6С	24	196	7500	Концерн «Титан», Самара
	В1-614	24	142	4950	ОАО «Завод «Труд», Новосибирск

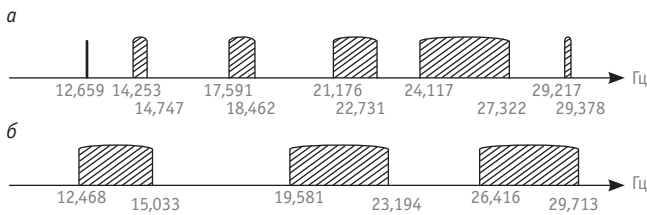


Рис. 1. Зоны частот собственных колебаний кузова полувагона модели 12-132 (а) и 12-196 (б)

Как следует из рис. 1а, для полувагона модели 12-132 свободными являются зоны между частотами 14,3–17,6 Гц (интервал 3,3 Гц); 18,5–21,1 Гц (интервал 2,6 Гц); 22,8–24,1 Гц (интервал 1,3 Гц); 27,4–29,2 Гц (интервал 1,8 Гц). Любая из этих четырех свободных зон может быть принята в качестве рабочей, но это не исключает существование предпочтительных зон. Согласно указанному выше принципу, частота 16,3 Гц для полувагона модели 12-132 находится в наиболее предпочтительной со всех точек зрения зоне, лежащей между частотами 14,3–17,6 Гц. Причем эта зона имеет максимальный интервал из всех рассматриваемых. Анализ форм колебаний элементов конструкции кузова в области частот, близких к частоте нагружения вынуждающей силой накладной вибромашины, показал, что наибольшие перемещения элементов боковых стен приходятся на первый и второй листы обшивки.

Для полувагона модели 12-196 (см. рис. 1б) свободными являются две зоны: между частотами 15,1–19,5 Гц (интервал 4,4 Гц) и 23,2–26,4 Гц (интервал 3,2 Гц). Аналогично предыдущей модели полувагона здесь также целесообразнее в качестве рабочей частоты вибровозбудителя принять 16,3 Гц. Следует отметить еще один аспект, характеризующий преимущества использования в качестве рабочей частоты 16,3 Гц, — большая ширина интервала, что позволит уменьшить риск вхождения в резонанс конструкции вагона при зависании части груза или разбалансировке вибровозбудителя разгрузочного устройства.

На втором этапе выполнена оценка напряженного состояния элементов боковой стены. Расчеты производились при следующих параметрах накладной вибромашины: амплитуда вынуждающей силы 88 кН, масса 7500 кг, частота нагружения вынуждающей силой 16 Гц. Вибромашина устанавливалась над первой тележкой с перекрытием опорными поверхностями двух стоек (шкворневой и первой промежуточной).

В ходе численного эксперимента определялись суммарные напряжения σ_{Σ} в металлоконструкции боковой стены от действия динамических (вибрационных) и статических (от веса вибромашины и остатков груза) нагрузок. Как показывает практика [2], оценка нагруженности полувагонов производится по уровню напряжений, возникающих в несущих элементах кузова и рамы. В нашем случае [10] для рассматриваемых моделей полувагонов наиболее нагруженными являются верхняя обвязка боковой стены и стойки в заделках. В элементах рамы наибольшие напряжения возникают в заделках поперечных балок, величина которых находится в пределах 12–33 МПа.

Однако при обследовании технического состояния полувагонов [10] установлено, что наибольшее количество трещин

и разрывов металла наблюдается в тонкостенных элементах кузова — панелях обшивки и гофрах. В табл. 2 приведены точки (рис. 2) (зоны приварки листов обшивки к стойкам и зоны выштамповки гофров), в которых значения расчетных напряжений были максимальными.

Таблица 2

Значения напряжений в конструкции боковой стены

Модель полувагона	Значения напряжений σ_{Σ} , МПа			
	№ точки	Частота 16 Гц	№ точки	Частота 24 Гц
12-132	49	37	49	35,4
	41	74	41	69,2
	37	40	37	40,7
	51	39	36	39,3
12-196	54	41	54	38,4
	55	37	55	33,2
	66	34	66	30,4
	49	34,5	49	28,3

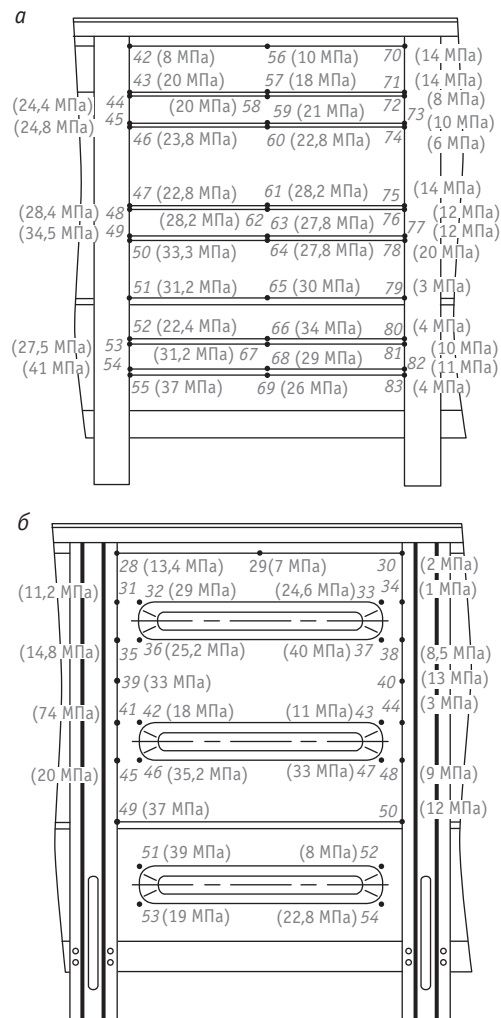


Рис. 2. Вторая панель боковой стены полувагона модели 12-196 (а) и 12-132 (б)

Как следует из табл. 2, наибольшие напряжения возникают в зоне приварки обшивки к стойкам боковой стены. Для полувагона модели 12-132 максимальное значение $\sigma_{\Sigma} = 74$ МПа в точке 41 (зона приварки обшивки к шкворневой стойке на уровне среднего гофра) при частоте нагружения 16 Гц. Уменьшение уровня напряжений, вызванное увеличением частоты нагружения до 24 Гц, не превышает в среднем 4–6 %.

Наибольший интерес представляют результаты расчета суммарных напряжений в элементах кузова полувагона модели 12-196. В этом случае максимальные напряжения возникают также в зоне приварки листов обшивки к шкворневым стойкам, но величина их не превышает 41 МПа при частоте нагружения 16 Гц, что свидетельствует о преимуществах конструкции полувагона модели 12-196. Увеличение частоты нагружения до 24 Гц приводит к некоторому снижению (до 8–10 %) уровня напряжений. Однако при этом количество циклов нагружения увеличивается на 30 %, что может в последующем оказать существенное влияние на предельно допускаемое время нахождения вагона под разгрузкой с применением вибромашин.

На третьем этапе выполнена оценка ресурса боковой стены по коэффициентам запаса усталостной прочности (согласно нормам [11]). Установлено, что допускаемое суммарное время воздействия вибромашин на полувагон не должно превышать 77 и 823 мин (соответственно для моделей 12-132 и 12-196) за межремонтный период при частоте нагружения вынуждающей силой 16 Гц. Что также практически соответствует значениям, полученным при частоте нагружения вынуждающей силы 24 Гц: 101 мин — для полувагона модели 12-132 и 1069 мин — для полувагона модели 12-196 [4, 5].

Таким образом, использование накладных вибромашин с частотой нагружения вынуждающей силы 16 Гц приведет к весьма существенному уменьшению допускаемого времени нагружения за межремонтный период: на 24 % для полувагона модели 12-132 и 22 % — для полувагона модели 12-196. Однако следует иметь в виду, что расчет допускаемого времени воздействия вибромашин на полувагон производился исходя из условия достижения технологического эффекта при частоте нагружения 24 Гц. Согласно [12], технологическая схема разгрузки полувагонов с применением накладных вибромашин предусматривает две перестановки вибромашин по 7 мин нагружения в каждой позиции. Поскольку снижение частоты вынужденных колебаний до 16 Гц приведет к увеличению энергии колебаний [1], можно предположить, что технологический эффект будет достигнут за более короткое время. Тем не менее отсутствие данных о времени достижения эффекта полной разгрузки полувагонов при частоте нагружения 16 Гц не позволило авторам дать более точный прогноз по значению допускаемого времени воздействия вибромашин на полувагон.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные результаты носят оценочный характер для полувагонов моделей 12-132 и 12-196 и не рассматривают ряд важных моментов, встречающихся при использовании вибромашин для разгрузки других моделей полувагонов (например, зависание груза в гофрах, обеспечение технологического эффекта разгрузки, высоту боковых стен, обеспечение безударного режима нагружения, схему опирания кузова на ходовые части и т. д.).

Литература

1. Романович Е. В., Афанасов Г. М., Повороженко Е. В. Обеспечение сохранности полувагонов при их разгрузке вибрационными машинами // Инновационный транспорт. 2013. № 3 (9). С. 3–6. ISSN 2311-164X.
2. Другаль С. А. Исследование параметров вибрационных погрузочно-разгрузочных машин, взаимодействующих с железнодорожными вагонами : дис. ... д-ра техн. наук. Свердловск, 1973. 457 с.
3. ГОСТ 22235-2010. Вагоны грузовые магистральных железных дорог колеи 1520 мм. Общие требования по обеспечению сохранности при производстве погрузочно-разгрузочных и маневровых работ. М. : Изд-во Стандартиформ, 2011.
4. Лапшин В. Ф., Долгих К. О. Совершенствование конструкции кузова полувагона из условия обеспечения сохранности при виброразгрузке // Транспорт Урала. 2013. № 1 (36). С. 54–59. ISSN 1815-9400.
5. Лапшин В. Ф., Долгих К. О. Обоснование профиля обшивки подвижного состава // Вестник УрГУПС. 2014. № 2 (22). С. 40–46. ISSN 2079-0392.
6. Другаль С. А. Применение накладных вибраторов для разгрузки полувагонов // Железнодорожный транспорт. 1961. № 12.

References

1. Romanovich E. V., Afanasov G. M., Povorozhenko E. V. Obespechenie sokhrannosti poluvagonov pri ikh razgruzke vibratsionnymi mashinami [Preservation of open-box cars during unloading with vibrating machines] // Innovatsionnyy transport. 2013. № 3 (9). S. 3–6. ISSN 2311-164X.
2. Drugal S. A. Issledovanie parametrov vibratsionnykh pogruzochno-razgruzochnykh mashin, vzaimodeystvuyushchikh s zheleznodorozhnymi vagonami : dis. ... d-ra tekhn. nauk [Examination of parameters of material-handling vibration machines interacting with rail cars : DSc in Engineering Thesis]. Sverdlovsk, 1973. 457 s.
3. GOST 22235-2010. Vagony gruzovye magistralnykh zheleznykh dorog kolei 1520 mm. Obshchie trebovaniya po obespecheniyu sokhrannosti pri proizvodstve pogruzochno-razgruzochnykh i manevrovykh rabot [Freight cars of mainline railways with gauge 1520 mm. General safety requirements during handling and shunting operations]. M. : Izd-vo Standartinform, 2011.
4. Lapshin V. F., Dolgikh K. O. Sovershenstvovanie konstruktzii kuzova poluvagona iz usloviya obespecheniya sokhrannosti pri vibrorazgruzke [Improvement the design of gondola car body with a view to ensure integrity during vibration unloading] // Transport Urala. 2013. № 1 (36). S. 54–59. ISSN 1815-9400.
5. Lapshin V. F., Dolgikh K. O. Obosnovanie profilya obshivki podvizhnogo sostava [Rationale for rolling stock lining profile] // Vestnik UrGUPS. 2014. № 2 (22). S. 40–46. ISSN 2079-0392.
6. Drugal S. A. Primenenie nakladnykh vibratorov dlya razgruzki poluvagonov [Application of overhead vibrators for unloading open wagons] // Zheleznodorozhnyy transport. 1961. № 12.

7. Другаль С. А., Глушко М. И. К расчету параметров вибрационных разгрузочных машин // Транспорт Урала. 2007. № 3 (14). С. 74–77. ISSN 1815-9400.
8. Блехман И. И., Джанелидзе Г. Ю. Вибрационное перемещение. М. : Наука, 1964. 412 с.
9. Долгих К. О., Лапшин В. Ф. Методика компьютерного моделирования нагруженности механической системы «вибромашина — кузов вагона — тележка» // Транспорт Урала. 2012. № 2 (33). С. 53–57. ISSN 1815-9400.
10. Долгих К. О. Нагруженность кузова полувагона при воздействии накладных вибраторов : дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2013. 148 с.
11. Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходные). М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
12. Полувагон. Модель 12-132-03. Руководство по эксплуатации 132.00.00.000-03 РЭ / утв. ФГУП «ПО «Уралвагонзавод» 25.05.04. Нижний Тагил, 2004.
7. Drugal S. A., Glushko M. I. K raschetu parametrov vibratsionnykh razgruzochnykh mashin [On the issue of calculation of parameters of vibration unloading machines] // Transport Urala. 2007. № 3 (14). S. 74–77. ISSN 1815-9400.
8. Blekhman I. I., Dzhanelidze G. Yu. Vibratsionnoe peremeshchenie [Vibrational displacement]. M. : Nauka, 1964. 412 s.
9. Dolgikh K. O., Lapshin V. F. Metodika kompyuternogo modelirovaniya nagruzhennosti mekhanicheskoy sistemy «vibromashina – kuzov vagona – telezhka» [The method for computer simulation of mechanical system loading «vibromachines – open car body – bogie»] // Transport Urala. 2012. № 2 (33). S. 53–57. ISSN 1815-9400.
10. Dolgikh K. O. Nagruzhennost kuzova poluvagona pri vozdeystvii nakladnykh vibromashin : dis. ... kand. tekhn. nauk [Open wagon body loading when exposed to overhead vibrators : PhD in Engineering Thesis]. Ekaterinburg, 2013. 148 s.
11. Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnye) [Rules for the calculation and design of cars for mainline railway with gauge 1520 mm (non self-propelled)]. M. : GosNIIV-VNIIZhT, 1996. 319 s.
12. Poluvagon. Model 12-132-03. Rukovodstvo po ekspluatatsii 132.00.00.000-03 RE / utv. FGUP «PO «Uralvagonzavod» 25.05.04 [Open wagon. Model 12-132-03. Operating manual 132.00.00.000-03 RE / approved by FSUE «PO «Uralvagonzavod» on 25.05.04]. Nizhniy Tagil, 2004.

УДК 623.4.083

Светлана Георгиевна Казакова, главный технолог Технологической службы Свердловской железной дороги — филиала ОАО «РЖД», Екатеринбург,
 Нина Фридриховна Сирина, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННОГО ВАГОННОГО ДЕПО

UDC 623.4.083

Svetlana Georgievna Kazakova, Chief Process Engineer, Technology Department of Sverdlovsk railway — branch of Russian Railways JSC, Ekaterinburg,
 Nina Fridrikhovna Sirina, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Improving operating effect of wagon depot

Аннотация

Преобразования, произошедшие в период реформирования вагонного хозяйства, требуют разработки и внедрения новой системы управления процессами технического обслуживания вагонов, учитывающей внутренние изменения и внешнее влияние. Для решения управленческих задач предлагается применять адаптивные механизмы оценки и ранжирования. На их основе формируется комплексная оценка, которая позволяет не только анализировать деятельность эксплуатационного вагонного депо по множеству показателей, но и повышать эффективность этой деятельности в целом, а также разрабатывать предложения по использованию выявленных резервов и корректирующие меры, направленные на улучшение качества работы.

Ключевые слова: вагонное хозяйство, эксплуатационное депо, управление, производственная деятельность, механизм оценки и ранжирования, комплексная оценка, повышение эффективности.

Summary

Transformations that have occurred during the reform of wagon fleet require the development and implementation of new process control system for rail car maintenance, taking into account internal changes and external influences. To solve management problems it is proposed to apply adaptive mechanisms for evaluating and ranking. Using these mechanisms, a comprehensive assessment is formed, which allows not only to analyze the performance of operational wagon depot with a variety of indicators, but also to improve its efficiency as a whole, as well as to develop proposals for the use of reserves identified and corrective measures aimed at improving the performance quality.

Keywords: rolling stock, operational wagon depot, management, industrial activity, evaluation and ranking mechanism, integrated assessment, improvement of efficiency.

На этапе перехода к рыночной экономике произошли серьезные преобразования в области вагонного хозяйства: перевод вагонного парка в категорию приватного, разделение на эксплуатационный и вагоноремонтный комплексы, развитие операторской деятельности, изменение взаимоотношений не только между транспортом и его пользователями, но и в значительной степени между подразделениями, входящими в структуру ОАО «РЖД». Новые производственные, организационно-экономические отношения требуют разработки и внедрения соответствующей системы управления процессами технического обслуживания вагонов, учитывающей внутренние изменения и внешнее влияние [1]. Такая система должна быть нацелена на решение постоянно возникающих управленческих задач, к которым относятся: оценка выполнения плановых заданий, анализ статистической информации, количественный и качественный контроль за производственной деятельностью. Это возможно на основе использования механизмов, учитывающих перспективы и последствия принимаемых решений, в частности адаптивных механизмов оценки и ранжирования эксплуатационного вагонного депо (АМОР ВЧДЭ). Их применение обеспечивает прозрачность информационных и финансовых потоков ВЧДЭ [2].

В АМОР ВЧДЭ показатель функционирования y_i сопоставляется с нормативом x_i , и определяется его количественная оценка e_i . На основе оценки e_i корректируется норма ранжирования n_{i+1} , используемая для определения ранга r_{i+1} . Непрерывная настройка нормативов оценивания и норм ранжирования обеспечивает адаптивность механизма (рис. 1).

Использование адаптивных механизмов позволяет дать объективную оценку работы ВЧДЭ [3].

На основе АМОР ВЧДЭ разработана комплексная оценка ВЧДЭ. Основные принципы комплексной оценки: согласованность с существующей практикой, непрерывность развития



и совершенствование, использование выявленных резервов, учет перспективы, автоматизируемость и количественный характер оценки, комплексность [4]. Особенность комплексной оценки ВЧДЭ — совокупность оценок деятельности всех предприятий, входящих в его состав: пунктов технического обслуживания (ПТО), механизированных пунктов ремонта вагонов (МПРВ), пунктов технической передачи вагонов (ПТПВ), пунктов опробования тормозов (ПОТ) (рис. 2).

Комплексная оценка ВЧДЭ начинается с производственной оценки каждого предприятия, входящего в состав ВЧДЭ [5].

Рассмотрим построение производственной оценки ПТО (производственная оценка другого предприятия будет сформирована однотипно). Производственная оценка деятельности ПТО формируется из оценки результатов производства и кадров (рис. 3).

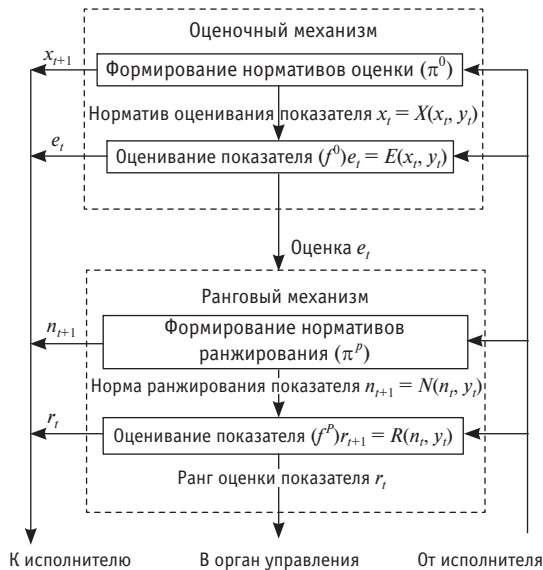


Рис. 1. Адаптивный механизм оценки и ранжирования показателя функционирования ВЧДЭ

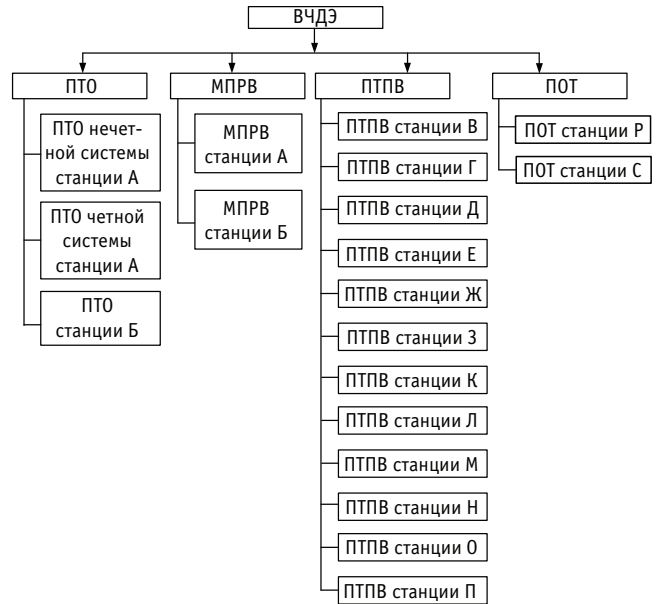


Рис. 2. Структура эксплуатационного вагонного депо (ВЧДЭ)

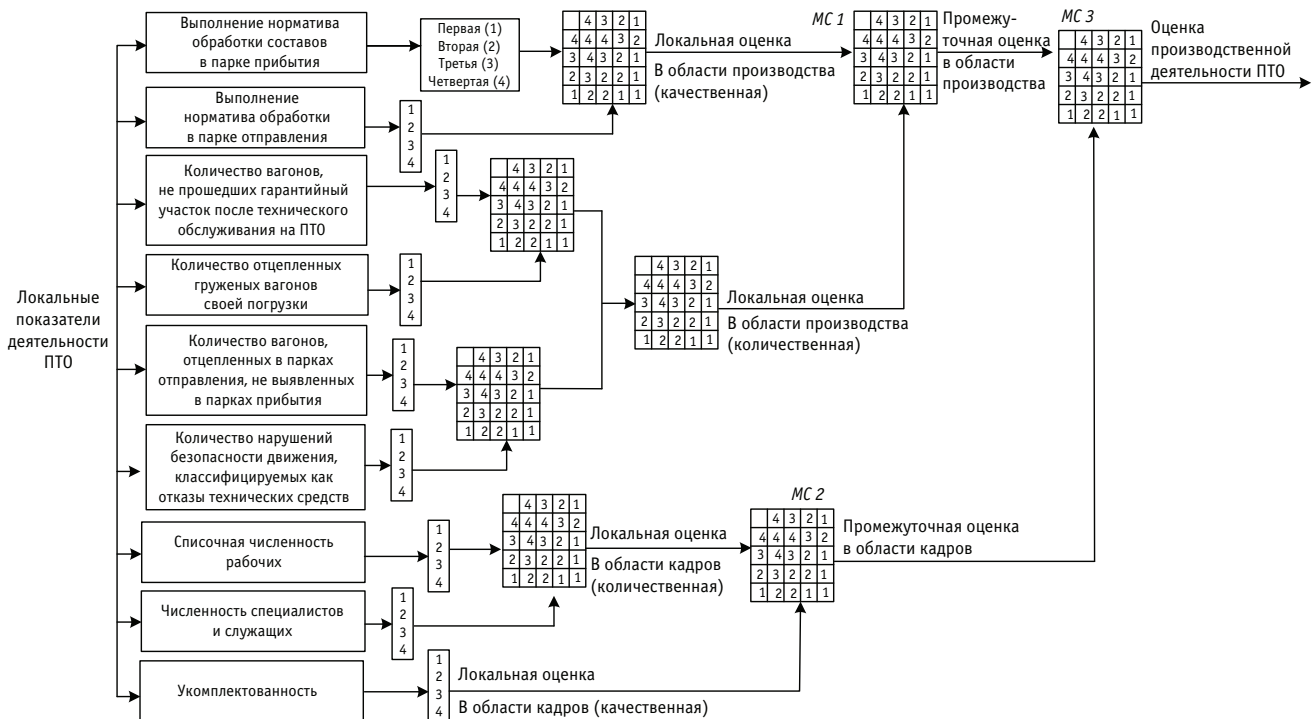


Рис. 3. Схема формирования производственной оценки ПТО

При производственной оценке для каждого локального показателя деятельности ПТО определяется ранг: четвертый, третий, второй и первый. Четвертый ранг соответствует отличной оценке, третий, второй — различным уровням градации (от хорошей до удовлетворительной), первый — неудовлетворительной.

С помощью таблиц смысловой свертки (МС 1, 2 на рис. 3) формируются промежуточные ранги оценки производства и кадров.

Для примера на рис. 4 приведены результаты оценки некоторых локальных показателей функционирования ПТО.



Рис. 4. Оценка локальных показателей функционирования ПТО (сплошная линия) и нормативы его оценивания (пунктир)

Оценка производственной деятельности (МС 3 на рис. 3) формируется путем обобщения промежуточных рангов в области производства и кадров (см. рис. 3).

Графики рангов оценок выполнения локальных показателей функционирования ПТО представлены на рис. 5.

Далее формируется локальный ранг выполнения ПТО локальных показателей по четырехбалльной системе (рис. 6).

На основе локальных рангов выполнения ПТО локальных показателей в каждой области деятельности определяется локальный ранг для качественной и количественной оценки путем обобщения полученных оценок (рис. 7).

Промежуточные ранги в области производства и кадров определяются путем свертки локальных рангов качественной и количественной оценок (рис. 8).

Производственная оценка деятельности ПТО определяется сверткой промежуточных рангов в области кадров и производства (рис. 9).

Комплексная оценка ВЧДЭ определяется сверткой производственных оценок всех предприятий, входящих в его состав, с помощью МС (рис. 10, 11).



Рис. 5. Графики рангов оценок выполнения локальных показателей функционирования ПТО: n_1^1 — —; n_1^2 — — —; n_1^3 — - - -; e_1 — —

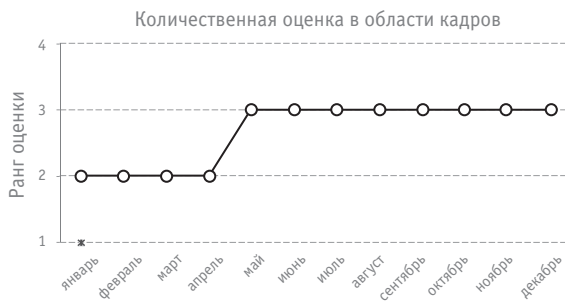
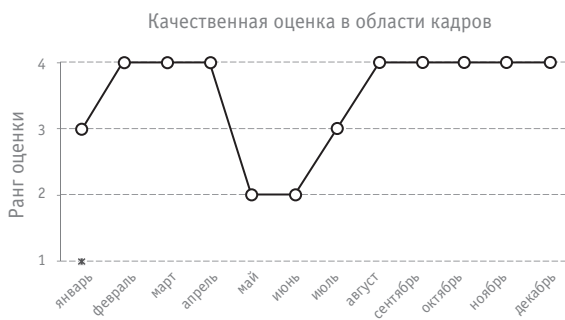
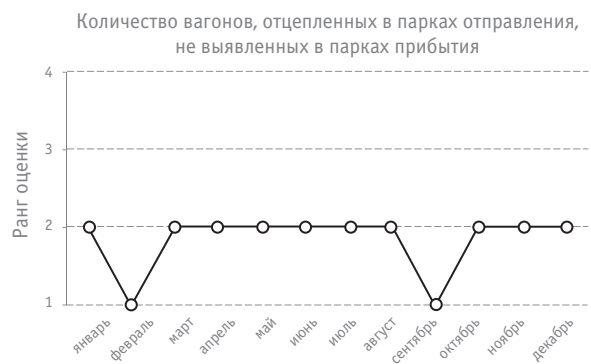
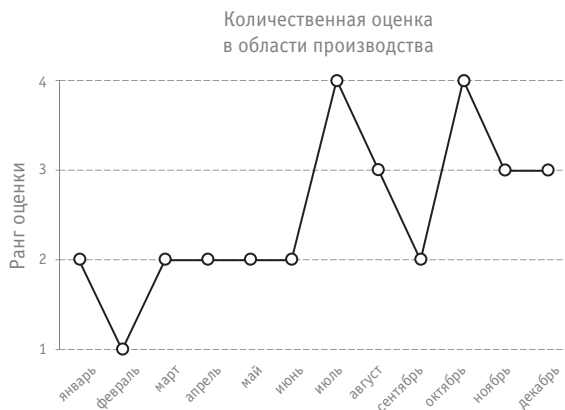
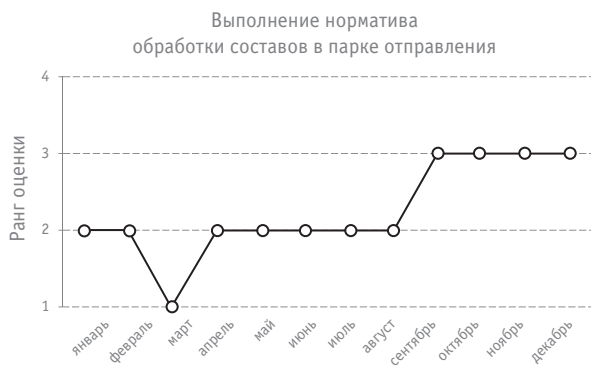


Рис. 6. Локальные ранги выполнения ПТО локальных показателей

Рис. 7. Локальные ранги деятельности ПТО

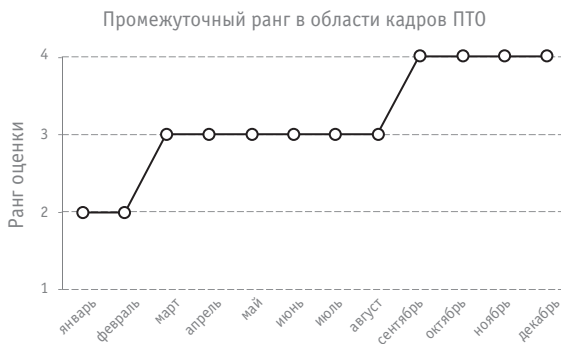
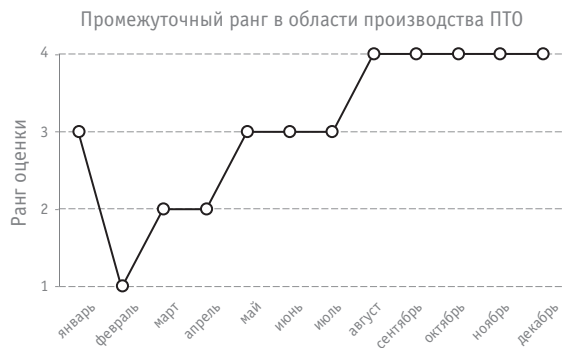


Рис. 8. Графики промежуточных рангов по областям деятельности ПТО

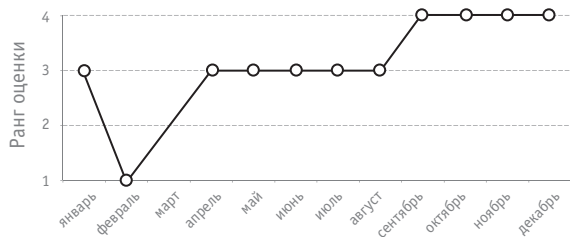


Рис. 9. Производственная оценка ПТО

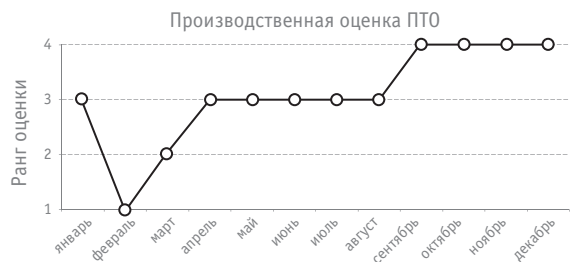
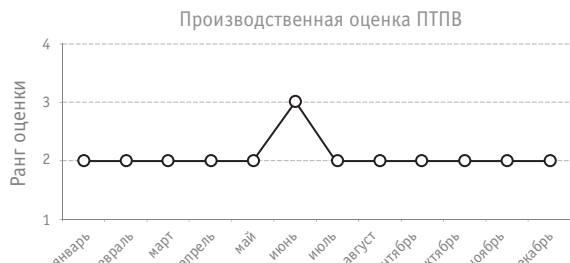
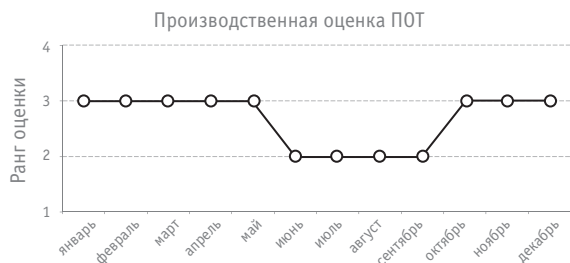
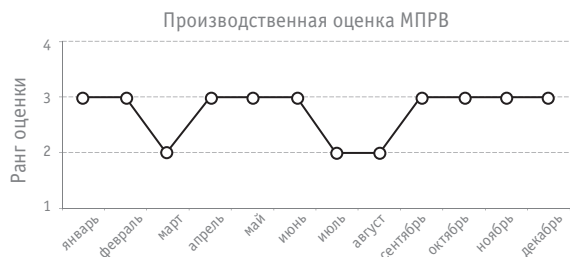


Рис. 10. Производственная оценка предприятий, входящих в состав ВЧДЭ

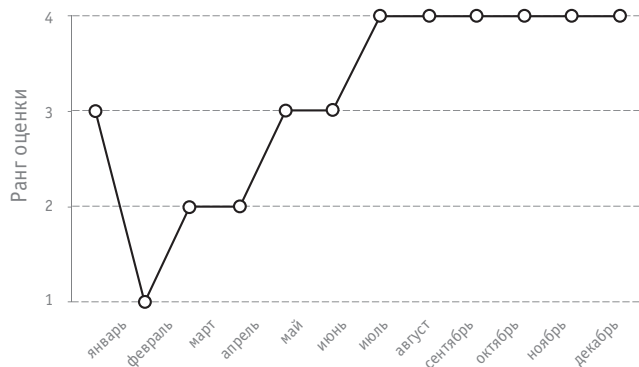


Рис. 11. Комплексная оценка ВЧДЭ

Таким образом, как видно из рассмотренного примера, при помощи комплексной оценки определена степень достижения производственным коллективом ВЧДЭ поставленных задач (оценка деятельности предприятия) за конкретный промежуток времени. Своевременно выявлены и детально проанализированы отклонения результатов деятельности предприятия от норматива (с указанием основных факторов и причин), установлены проблемные области в деятельности ВЧДЭ, а также оперативно разработаны мероприятия, направленные на повышение результатов работы.

В частности, после того как производственный коллектив предприятия получил неудовлетворительную оценку в феврале (см. рис. 11), на основании механизма комплексной оценки оперативно проанализирована деятельность всех подразделений, входящих в состав ВЧДЭ. Определено предприятие с наибольшим отклонением от норматива — ПТО, выявлена проблемная область деятельности (производственная), установлены основные причины отклонения от норматива (пропуск неисправных вагонов в парк отправления, отцеп груженых вагонов своей погрузки, нарушение безаварийного проследования поездами гарантийного участка пути) и проведены мероприятия, направленные на их устранение, оперативно и эффективно приняты меры по повышению уровня выполнения поставленных перед предприятием задач, что позволило добиться положительных результатов по стабилизации ситуации, а также по улучшению качества работы ПТО и ВЧДЭ в целом.

Таким образом, комплексная оценка дает возможность не только анализировать деятельность ВЧДЭ по множеству показателей, но и повышать эффективность этой деятельности, а также разрабатывать предложения по использованию выявленных резервов и корректирующие меры.

Литература

1. Беседин И. С. Проблемы обоснования стратегии развития железнодорожного транспорта и определение его потенциала // Транспорт : наука, техника, управление. 2003. Вып. 3. С. 4–6. ISSN 0236-1914.
2. Сарычева С. Г. Современные проблемы транспортного комплекса России : межвуз. сб. науч. тр. / под ред. А. Н. Рахмангулова. Вып. 2. Магнитогорск : Изд-во МГТУ, 2012. С. 218–220. ISSN 2222-9396.
3. Сирина Н. Ф. Адаптивные механизмы развития вагонного хозяйства // Мир транспорта. 2006. № 3. С. 86–91. ISSN 1992-3252.
4. Цыганов В. В. Адаптивные механизмы в отраслевом управлении. М. : Наука, 1991. 166 с.
5. Казакова С. Г., Сирина Н. Ф. Комплексная оценка производственно-хозяйственной деятельности эксплуатационного депо // Инновационный транспорт. 2014. № 1 (11). С. 23–27. ISSN 2311-164X.

References

1. Besedin I. S. Problemy obosnovaniya strategii razvitiya zheleznodorozhnogo transporta i opredelenie ego potentsiala [The problem of justifying the strategy of development of railway transport and revealing its potential] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2003. Vyp. 3. S. 4–6. ISSN 0236-1914.
2. Sarycheva S. G. Sovremennye problemy transportnogo kompleksa Rossii : mezhvuz. sb. nauch. tr. [Modern problems of the Russian transport complex : inter-university collection of scientific words] / pod red. A. N. Rakhmangulova. Vyp. 2. Magnitogorsk : Izd-vo MG TU, 2012. S. 218–220. ISSN 2222-9396.
3. Sirina N. F. Adaptivnye mekhanizmy razvitiya vagonnogo khozyaystva [Adaptive mechanisms of car fleet development] // Mir transporta. 2006. № 3. S. 86–91. ISSN 1992-3252.
4. Tsyganov V. V. Adaptivnye mekhanizmy v otraslevom upravlenii [Adaptive mechanisms in branch management]. M. : Nauka, 1991. 166 s.
5. Kazakova S. G., Sirina N. F. Kompleksnaya otsenka proizvodstvenno-khozyaystvennoy deyatelnosti ekspluatatsionnogo depo [Comprehensive assessment of industrial and economic activities of operational depot] // Innovatsionniy transport. 2014. № 1 (11). S. 23–27. ISSN 2311-164X.

УДК 629.423.2

Эльдар Михайлович Рязанов, аспирант Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, инженер-конструктор ООО «Уральские локомотивы», Верхняя Пышма,
Михаил Владимирович Жуйков, ведущий инженер-конструктор — руководитель сектора прочности ООО «Уральские локомотивы», Верхняя Пышма,
Александр Эдуардович Павлюков, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ПРИ АВАРИЙНЫХ СТОЛКНОВЕНИЯХ

UDC 629.423.2

Eldar Mikhaylovich Ryazanov, graduate student, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Design Engineer, Ural Locomotives LLC, Verkhnyaya Pyshma,
Mikhail Vladimirovich Zhuykov, Lead Design Engineer — Head of Strength Department, Ural Locomotives LLC, Verkhnyaya Pyshma,
Alexander Eduardovich Pavlyukov, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Simulation of electric train crash system performance at collision

Аннотация

Согласно техническому регламенту Таможенного союза ТР ТС 002/2011, «при проектировании высокоскоростного железнодорожного подвижного состава и его составных частей проектировщик (разработчик) должен предусматривать аварийные крэш-системы для защиты обслуживающего персонала и (или) пассажиров в случае столкновения и (или) схода железнодорожного подвижного состава» [1]. В процессе проектирования аварийной крэш-системы необходимо для правильного выбора параметров устройств поглощения энергии прогнозировать поведение подвижного состава при соударении. В статье приведены результаты разработки нелинейной динамической модели процесса аварийного столкновения железнодорожного пассажирского подвижного состава с препятствием, представлены расчетные сценарии и требования национального стандарта Российской Федерации, дана оценка работоспособности крэш-системы электропоезда постоянного тока ЭС2Г при столкновениях.

Ключевые слова: аварийная крэш-система, сценарий столкновения, нелинейная динамическая модель, метод конечных элементов.

Summary

According to Customs Union Technical Regulations No. CU TR 002/2011, «when designing high-speed rail rolling stock and its components, the designer (engineer) must provide for emergency crash system to protect service personnel and (or) passengers in the event of a collision and (or) derailment of rolling stock» [1]. When designing an emergency crash system, the behavior of rolling stock at collision shall be predicted in order to select correct parameters of energy absorption device. The paper presents the results of nonlinear dynamic model development of passenger rolling stock collision with an obstacle, design scenarios and requirements of the national standard of the Russian Federation are provided, performance of crash system in DC electric train ES2G at collision is evaluated.

Keywords: emergency crash system, collision scenario, nonlinear dynamic model, finite element method.

Аварийные столкновения железнодорожного подвижного состава с препятствием на пути следования представляют угрозу жизни и здоровью пассажиров и персонала поезда. Они могут возникать вследствие нарушения правил движения, внезапных отказов и явлений непреодолимой силы. Обеспечить снижение рисков для пассажиров и персонала поезда в случае аварийного столкновения может совокупность устройств и технических решений конструкции подвижного состава, называемая системой пассивной безопасности. К ней относят аварийную крэш-систему, которая уменьшает ускорение объектов столкновения за счет поглощения кинетической энергии путем контролируемой необратимой деформации устройств поглощения, входящих в ее состав. Контроль за работоспособностью крэш-системы осуществляется с помощью численного моделирования динамических процессов в подвижном составе при аварийном столкновении с препятствием. Моделирование объемных свойств соударяющихся подвижных единиц, их упругости и способности поглощать энергию соударения за счет пластических деформаций возможно благодаря использованию вычислительных программных комплексов, в основе которых лежит метод конечных элементов как численный метод решения дифференциальных уравнений. Этот метод отличается универсальностью и пригодностью к автоматизации расчетного процесса.

В статье рассматривается методика нелинейного динамического моделирования процесса соударения железнодорожного подвижного состава с препятствием и по разработанной модели оценивается работоспособность аварийной крэш-системы в соответствии с нормативными требованиями к пассивной безопасности.

НЕЛИНЕЙНАЯ ДИНАМИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА АВАРИЙНОГО СОУДАРЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПОДВИЖНОГО СОСТАВА С ПРЕПЯТСТВИЕМ

Задача ударного столкновения решалась в программном комплексе LS-DYNA, который представляет собой одну из наиболее эффективных систем автоматизированного инженерного анализа, предназначенных для решения трехмерных динамических нелинейных задач механики деформируемого твердого тела, механики жидкости и газа, теплопереноса, а также связанных задач [2].

В качестве объекта исследования выбран электропоезд постоянного тока ЭС2Г, который используется на выделенных маршрутах с высоким пассажиропотоком, с длиной участка оборота не более 60 км, с малым количеством остановок и конструкционной скоростью в эксплуатации 160 км/ч.

Конструкция остова кузова головного вагона ЭС2Г представлена на рис. 1. Она состоит из алюминиевых прессованных профилей, а также алюминиевых пластин, которые образуют конструктивные узлы: нижнюю раму, боковую и торцевую стенки и крышу. Продольные несущие балки и боковые стенки проходят до передних боковых стоек кузова, расположенных рядом с кабиной машиниста. К передним стойкам крепится стальной крэш-модуль с путеочистителем. Крэш-модуль является устройством поглощения энергии аварийной крэш-системы. Он представляет собой стальную сварную конструкцию с габаритами 3300×1700×1050 мм и устанавливается перед кабиной машиниста (прикручивается болтами к передней части алюминиевого кузова вагона).

Граничные условия задачи формируются из расчетных сценариев аварийного столкновения. Параметры системы пассив-

ной безопасности на железных дорогах России для пассажирских перевозок определяются ГОСТом 32410-2013 [3].

В основе стандарта [3] лежат следующие сценарии:

сценарий 1 моделирует аварийное столкновение на железнодорожном переезде с автомобилем (рис. 2а);

сценарий 2 моделирует аварийное столкновение с грузовым вагоном без буферов (рис. 2б).

Согласно положениям стандарта [3] были сформулированы начальные условия [4]:

в соответствии со сценариями 1 и 2 скорость модели поезда принималась равной 72 и 36 км/ч;

препятствия в сценариях представляют абсолютно твердую стенку (размеры см. на рис. 2), перпендикулярную оси движения поезда и допускающую свободное перемещение только в направлении движения (без поворотов, боковых и вертикальных смещений).

На рис. 3 схематически изображены параметры модели. Электропоезд представляет собой подробную трехмерную модель кузова головного вагона. Препятствие моделируется абсолютно жесткой поверхностью с размерами и массой, соответствующими расчетному сценарию. Закрепление модели, выполненное по поверхности опоры кузова на тележку, имело только одну степень свободы — вдоль направления движения. Такое же ограничение присвоено телу, моделирующему препятствие. Для задания движения электропоезду всем узлам модели, за исключением узлов тела препятствия, присвоена начальная скорость, соответствующая расчетному сценарию. Между соударяющимися поверхностями создан контакт при помощи команды автоматического определения контактных поверхностей (CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE) [5].

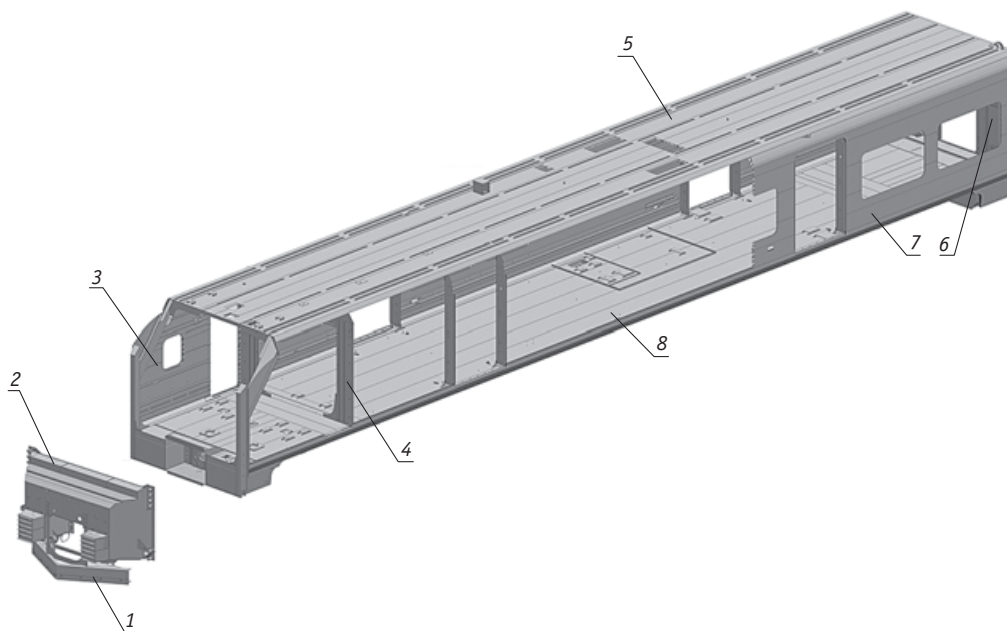


Рис. 1. Конструктивные узлы кузова головного вагона:

1 — путеочиститель; 2 — крэш-модуль; 3 — стенка боковая правая; 4 — перегородка;
5 — крыша; 6 — торцевая стенка; 7 — стенка боковая левая; 8 — рама кузова

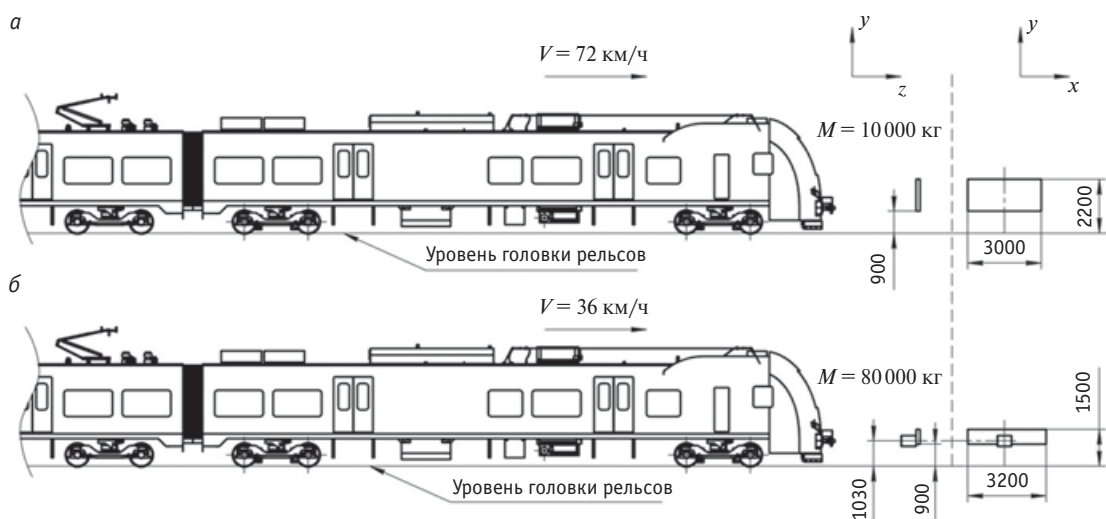


Рис. 2. Сценарии столкновения:

a — сценарий 1; *b* — сценарий 2; V — скорость аварийного столкновения с препятствием; M — масса препятствия

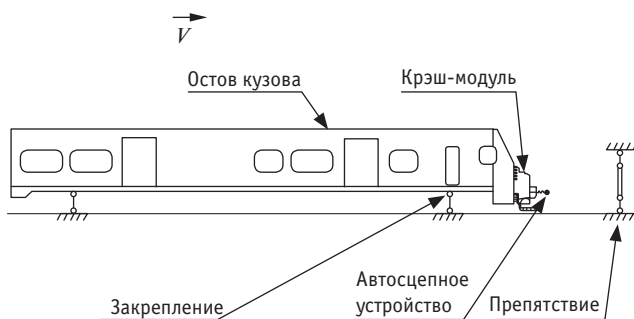


Рис. 3. Параметры модели

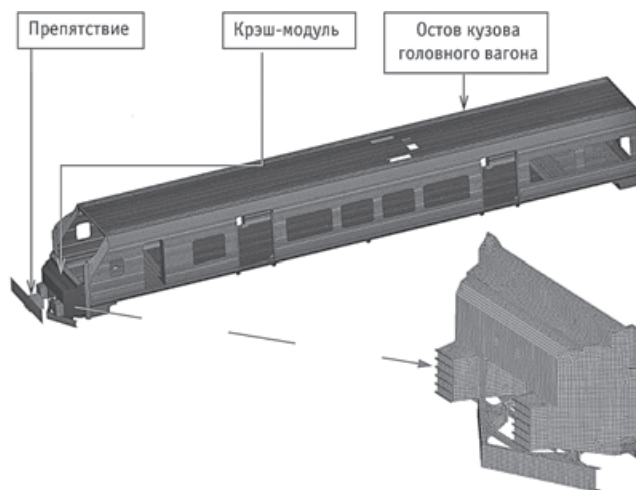


Рис. 4. Конечно-элементная модель головного вагона

Конечно-элементная модель остова кузова, крэш-модуля и препятствия представлена на рис. 4. Моделирование конструктивных свойств кузова вагона осуществлялось с помощью объемных трех- и четырехузловых элементов типа «оболочка» (SHELL) с элементной формулировкой Belytschko — Tsay. Это быстрая формулировка, в которой использовались три точки интегрирования элемента по толщине (минимально необходимые для моделирования пластичного поведения) [6]. В предполагаемых зонах больших деформаций (крэш-модуль) число точек интегрирования было увеличено до пяти. Это снизило вероятность возникновения нефизических эффектов в зоне контакта и увеличило точность расчета. Помимо трехмерных элементов в создании модели участвовали одномерные элементы типа «пружина» (DISCRETE) для моделирования автосцепного устройства. В качестве упрощения его нелинейная силовая характеристика заменена на линейную зависимость с сохранением рабочего хода и энергоемкости. В результате упругие свойства автосцепного устройства были заданы линейной пружиной с жесткостью 10170 Н/мм и рабочим ходом устройства 56 мм, после которого устройство заклинивается.

Конечно-элементная модель включала в себя 1048218 элементов типа SHELL и один элемент типа DISCRETE. Время моделирования задачи — 0,2 с. Расчет проводился с применением ПК на базе двухъядерного процессора Intel Core i5-2500 CPU с тактовой частотой 3.30 ГГц и оперативной памятью 8 Гб. Общее время расчета для двух сценариев составило 82 ч.

ОЦЕНКА РАБОТОСПОСОБНОСТИ КРЭШ-СИСТЕМЫ ЭЛЕКТРОПОЕЗДА ЭС2Г

Для оценки работоспособности крэш-системы электропоезда ЭС2Г произведено численное моделирование каждого сценария столкновения. Анализ полученных результатов показал, что кинетическая энергия удара в значительной мере поглощается за счет пластического деформирования и разрушения крэш-модуля без существенных остаточных деформаций в зоне безопасности. На рис. 5 представлено разрушение конструкции после столкновения.

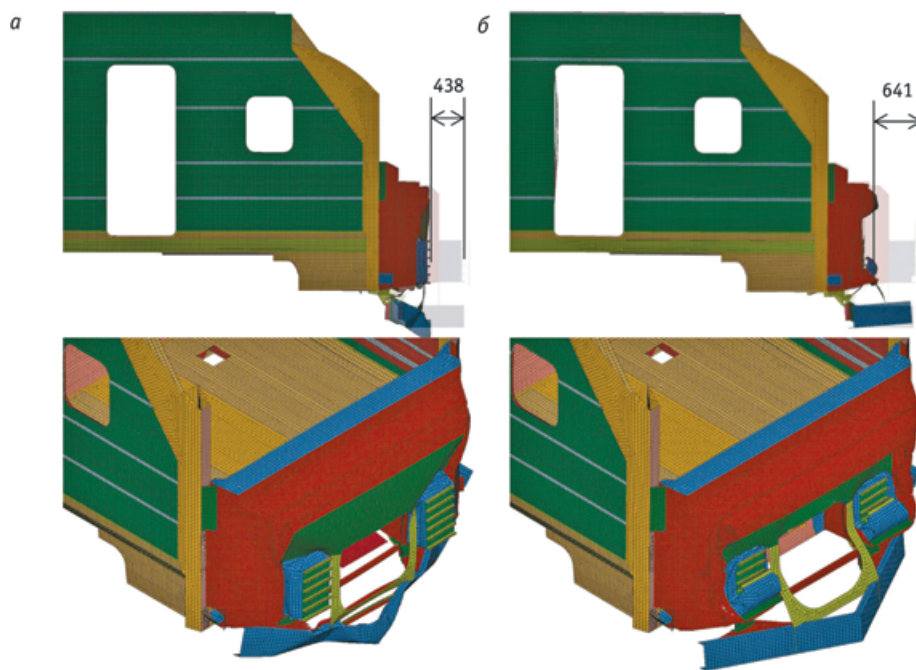


Рис. 5. Разрушение крэш-модуля после столкновения:
 а — первый расчетный сценарий; б — второй расчетный сценарий

График изменения внутренней энергии крэш-модуля E по времени t изображен на рис. 6. Согласно результатам расчета, при столкновении электропоезда с автомобилем крэш-модуль поглощает кинетическую энергию порядка 1,6 МДж, а при столкновении с грузовым вагоном — 2 МДж.

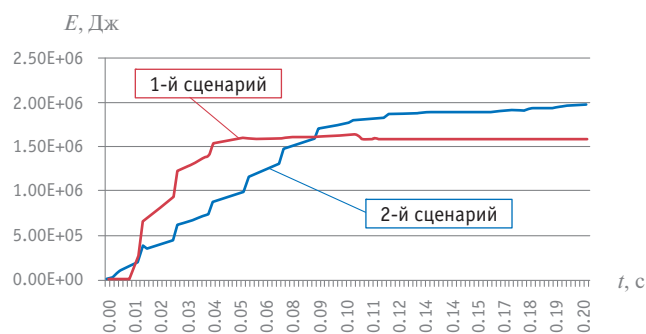


Рис. 6. График изменения внутренней энергии крэш-модуля E по времени t

В соответствии с нормативными требованиями крэш-система не должна допускать появление остаточных деформаций кузова в продольном направлении более 50 мм на каждые 5 м длины кузова, а изменение линейных размеров по диагоналям оконных и дверных проемов не должно быть более 1% от исходных размеров.

Чтобы выяснить, соблюдаются ли эти требования, был произведен замер деформации элементов кузова головного вагона. На рис. 7 показаны проверяемые элементы, а в табл. 1 приведены результаты замеров. Поскольку полученные данные

не превысили предельно допустимых значений, следовательно, пространство для выживания в салоне вагона при расчетных сценариях столкновения будет обеспечено.

Согласно стандарту [3], при аварийном продольном столкновении подвижного состава с препятствием средние продольные ускорения внутри салона не должны превышать 50 м/с^2 . Интервал для расчета среднего значения продольного ускорения начинается с момента превышения нуля суммой продольных сил, действующих на противоположные концы единицы подвижного состава (со стороны соседних вагонов и препятствия), до момента, когда эта сумма после достижения своего максимального значения уменьшается до 10% от него.

Для определения скорости единицы подвижного состава было выбрано множество элементов, лежащих на полу вагона, и выведена зависимость изменения средней скорости элементов по времени.

График изменения скорости головного вагона при столкновении электропоезда на железнодорожном переезде с автомобилем представлен на рис. 8. Участок AB соответствует замедлению вагона от воздействия продольных сил со стороны препятствия на крэш-модуль. За промежуток времени 0,07 с головной вагон теряет скорость на 2,54 м/с, что соответствует ускорению в $35,3 \text{ м/с}^2$.

График изменения скорости головного вагона при столкновении с грузовым вагоном показан на рис. 9. Интервал для расчета среднего значения продольного ускорения обозначен как участок AB . Изменение скорости вагона по этому расчетному сценарию равно 5,9 м/с, промежуток времени замедления — 0,181 с, соответственно средние продольные ускорения внутри салона будут равны $32,4 \text{ м/с}^2$.

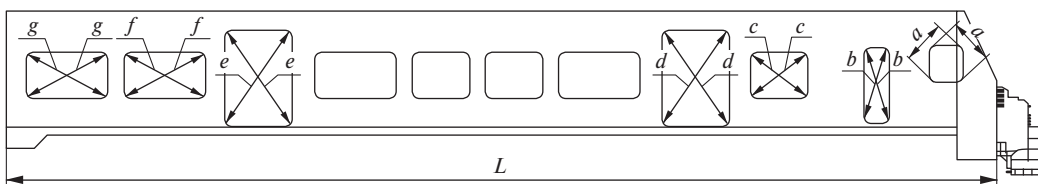


Рис. 7. Исследуемые линейные размеры кузова

Таблица 1

Результаты замеров деформаций элементов кузова

Размер	Исходный размер, м	Размер деформированного элемента кузова ¹ , м		Отклонение размера ¹ , мм		Относительное изменение размера ¹ , %	
		1-й сценарий	2-й сценарий	1-й сценарий	2-й сценарий	1-й сценарий	2-й сценарий
a	0,813	0,812	0,815	1,3	2,2	0,15	0,27
b	2,221	2,216	2,208	5,0	13,1	0,23	0,59
c	1,646	1,642	1,652	3,3	5,8	0,20	0,35
d	2,740	2,727	2,753	13,0	12,7	0,47	0,46
e	2,740	2,731	2,757	9,0	17,2	0,33	0,63
f	2,147	2,144	2,159	3,8	11,8	0,18	0,55
g	2,147	2,143	2,157	4,0	9,6	0,19	0,45
L	24,125	24,102	24,090	23,0	35,0	0,10	0,15

¹Рассматривался размер диагонали с наибольшим отклонением от исходного размера.

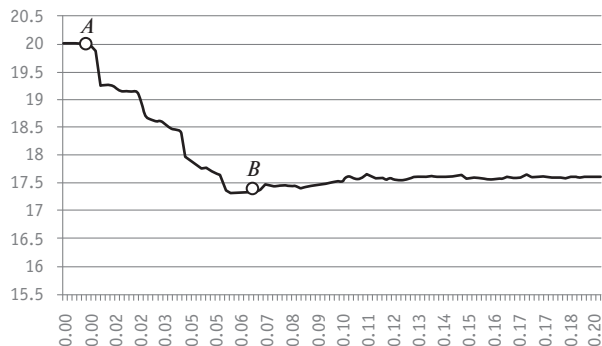


Рис. 8. График изменения скорости головного вагона при первом сценарии столкновения

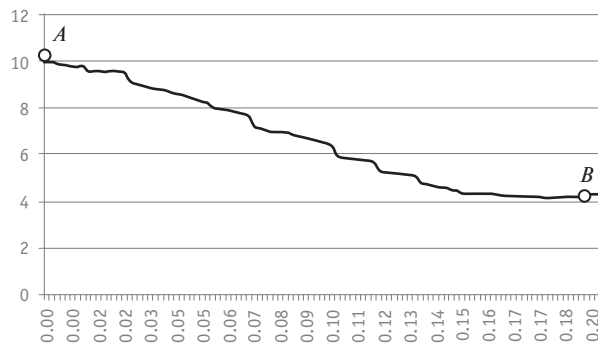


Рис. 9. График изменения скорости головного вагона при втором сценарии столкновения

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, результаты моделирования показали следующее: конструкция крэш-системы ЭС2Г в случае столкновения электропоезда на железнодорожном переезде с автомобилем поглощает энергию порядка 1,6 МДж, а при столкновении с грузовым вагоном — 2 МДж; продольные ускорения в зоне безопасности не превышают допустимую величину 50 м/с², а остаточные деформации в остове кузова не приводят к потере кузовом общей несущей способности и тоже не превышают допустимых значений. Следовательно, в со-

ответствии с расчетами по разработанной модели можно утверждать, что аварийная крэш-система электропоезда ЭС2Г удовлетворяет требованиям национального стандарта Российской Федерации.

Дальнейшие исследования по разработке методики будут направлены на увеличение количества вагонов в конечно-элементной модели электропоезда — для оценки их взаимодействия друг с другом при столкновении, а также на применение в модели ходовых частей — для оценки схода вагонов при аварийных ситуациях.

Литература

1. О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта : техн. регламент Таможенного союза (ТР ТС 002/2011) / утв. решением Комиссии Таможенного союза от 15.07.11 № 710 (ред. от 02.12.13) [Электронный ресурс]. URL: http://www.tsouz.ru/KTS/KTS29/Documents/P_710_7.pdf (дата обращения: 20.09.2014).
2. Муйземнек А. Ю., Богач А. А. Математическое моделирование процессов удара и взрыва в программе LS-DYNA : учеб. пособие. Пенза : Информационно-издательский центр ПГУ, 2005. 106 с.
3. ГОСТ 32410-2013. Крэш-системы аварийные железнодорожного подвижного состава для пассажирских перевозок. Технические требования и методы контроля. М. : Стандартинформ, 2013. 26 с.
4. Журавлев Н. М. Пассивная защита кузовов электроподвижного состава при аварийных ситуациях : дис. ... канд. техн. наук. М. : МИИТ, 2006. 231 с.
5. LS-DYNA Keyword User's Manual. Vol. 1. Livermore : LSTC, 2009. 1384 p.
6. Кравчук А. С., Кравчук А. И. Электронная библиотека механики и физики. Лекции по ANSYS/LS-DYNA и основам LS-PREPOST с примерами решения задач в трех частях. Ч. 1. ANSYS/LS-DYNA. Общая характеристика интерфейса и средств создания твердотельной модели детали. Использование моделей материалов и типов конечных элементов LS-DYNA. Минск : БГУ, 2013. 161 с. [Электронный ресурс]. URL: <http://rutracker.org/forum/viewtopic.php?t=4559759> (дата обращения: 20.09.2014).

References

1. O bezopasnosti vysokoskorostnogo zheleznodorozhnogo transporta : tekhn. reglament Tamozhennogo soyuza (TR TS 002/2011) / utv. resheniem Komisii Tamozhennogo soyuza ot 15.07.11 № 710 (red. ot 02.12.13) [Safety of high-speed railway transport : Customs Union Technical Regulations (CU TR 002/2011) / approved by Resolution No. 710 of the Customs Union Commission dated 15.07.11 (as amended on 02.12.13)]. [Electronic resource]. URL: http://www.tsouz.ru/KTS/KTS29/Documents/P_710_7.pdf (date accessed: 20.09.2014).
2. Muizemnek A. Yu., Bogach A. A. Matematicheskoe modelirovanie protsessov udara i vzryva v programme LS-DYNA : ucheb. posobie [Mathematical modeling of impact and explosion process in LS-DYNA software : a textbook]. Penza : Informatsionno-izdatelskiy tsentr PGU, 2005. 106 s.
3. GOST 32410-2013. Kresh-sistemy avariynye zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava dlya passazhirsikh perevozok. Tekhnicheskie trebovaniya i metody kontrolya [Emergency crash system of railway rolling stock for passenger transport. Technical requirements and control methods]. M. : Standartinform, 2013. 26 s.
4. Zhuravlev N. M. Passivnaya zashchita kuzovov elektropodvizhnogo sostava pri avariynnykh situatsiyakh : dis. ... kand. tekhn. nauk [Passive protection of electric rolling stock body in emergency situations : PhD in Engineering Thesis]. M. : MIIT, 2006. 231 s.
5. LS-DYNA Keyword User's Manual. Vol. 1. Livermore : LSTC, 2009. 1384 p.
6. Kravchuk A. S., Kravchuk A. I. Elektronnaya biblioteka mekhaniki i fiziki. Lektsii po ANSYS/LS-DYNA i osnovam LS-PREPOST s primerami resheniya zadach v trekh chastyakh. Ch. 1. ANSYS/LS-DYNA. Obshchaya kharakteristika interfeysa i sredstv sozdaniya tverdotelnoy modeli detali. Ispolzovanie modeley materialov i tipov konechnykh elementov LS-DYNA [Digital library of mechanics and physics. Lectures on ANSYS/LS-DYNA and basics of LS-PREPOST with examples of problem solution in three parts. Part 1. ANSYS/LS-DYNA. General characteristics of the interface and tools to create a solid model of a part. Using material models and finite element types in LS-DYNA]. Minsk : BGU, 2013. 161 s. [Electronic resource]. URL: <http://rutracker.org/forum/viewtopic.php?t=4559759> (date accessed: 20.09.2014).

УДК 691.328.43

Алексей Олегович Клементьев, аспирант кафедры «Мосты и транспортные тоннели» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
 Дмитрий Николаевич Смердов, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Мосты и транспортные тоннели» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
 Михаил Николаевич Смердов, старший преподаватель кафедры «Путь и железнодорожное строительство» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ПРОЧНОСТИ И ДЕФОРМАТИВНОСТИ ИЗГИБАЕМЫХ ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ЭЛЕМЕНТОВ, АРМИРОВАННЫХ В СЖАТОЙ И РАСТЯНУТОЙ ЗОНЕ НЕМЕТАЛЛИЧЕСКОЙ КОМПОЗИЦИОННОЙ АРМАТУРОЙ

UDC 691.328.43

Alexey Olegovich Klementyev, graduate student, Department of Bridges and Tunnels, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
 Dmitry Nikolayevich Smerdov, PhD in Engineering, Senior Lecturer, Department of Bridges and Tunnels, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
 Mikhail Nikolayevich Smerdov, Senior Lecturer, Department of Railway Construction and Railway Track, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Experimental studies of the strength and deformability of bending concrete members with nonmetallic composite reinforcement in compression and tension zone

Аннотация

Проведены экспериментальные исследования прочности и деформативности железобетонных балок с неметаллической композитной арматурой. Представлены результаты экспериментальных данных, проведен анализ и сравнение с расчетными характеристиками исследуемых образцов. Сделан сравнительный анализ результатов, полученных при испытании балок, армированных металлической арматурой, с результатами экспериментальных данных балок, армированных композиционной арматурой трех видов.

Отклонение экспериментальных данных от результатов расчета методом предельных состояний по СП 35.13330.2011 «Мосты и трубы» для балок с металлической арматурой равняется 4,04 % и варьируется от 10,84 % для арматуры на основе волокон из углепластика до 20,71 % для арматуры на основе волокон из стеклопластика тип 1. Разница между экспериментально полученными значениями и теоретическими, особенно для стеклопластиковой арматуры тип 1, достаточно большая. Это связано с тем, что расчет выполнялся по существующей методике для железобетонных конструкций, армированных металлической арматурой, без учета условий работы материала.

Ключевые слова: экспериментальные исследования, результаты, композитная арматура, железобетонная балка, прочность, деформативность.

Summary

Experimental studies of strength and deformability of concrete beams with non-metallic composite reinforcement have been conducted. The experimental data are presented, analysis and comparison of samples with design characteristics has been carried out. Test results of beams with metal reinforcement have been compared with experimental data of beams reinforced with composite elements of three types.

Deviation of the experimental data from limit state design parameters according to SP 35.13330.2011 «Bridges and Pipes» for beams with metal reinforcement equals 4.04 % and varies from 10.84 % for carbon fiber-based reinforcement to 20.71 % for fiberglass-based reinforcement, type 1. The difference between the experimental and theoretical values, especially for fiberglass reinforcement, type 1, is quite significant. This is due to the fact that the theoretical values have been calculated using the existing method for concrete structures with metal reinforcement, without regard to operating conditions of the material.

Keywords: experimental research, results, composite rebar, reinforced concrete beam, strength, deformability.

Применение в железобетонных изделиях неметаллической композиционной арматуры по сравнению с традиционным материалом — металлом — имеет ряд преимуществ, таких как небольшой собственный вес, стойкость к влажным и агрессивным средам, низкий показатель теплопроводности, свойства, типичные для диэлектриков, стойкость к ультрафиолетовому излучению [1]. Повышение требований к обеспечению безопасности движения автомобильного транспорта по искусственным дорожным сооружениям, рост интенсивности движения и, как следствие, подвижной нагрузки на сооружения приводят к необходимости увеличения несущей способности балок и опор пролетных строений мостовых дорожных сооружений [2]. Внедрение нового сверхпрочного материала в несущие элементы мостов сдерживается отсутствием нормативно-технической базы по расчету и конструированию, методики расчета таких изделий и отечественных экспериментальных исследований. Действующий СП 35.13330.2011 «Мосты и трубы» [3] не запрещает использование композиционной арматуры в качестве рабочей при выполнении необходимых расчетов. В настоящее время в НИИЖБ (д-р техн. наук, проф. В. Ф. Степанова, канд. техн. наук Г. М. Красовская) совместно с ООО «АСП» (канд. техн. наук С. В. Шахов) и ООО «МБА-проект» (В. В. Беленчук) разработаны технические рекомендации по применению неметаллической композиционной арматуры периодического профиля в бетонных и железобетонных конструкциях. На основании результатов проведенных исследований рекомендуется использование базальтопластиковой и стеклопластиковой арматуры: для армирования бетонных конструкций и смешанного армирования железобетонных конструкций; в армированных конструкциях, подверженных воздействию агрессивных сред (согласно СНиП 2.03.11-85 и МГСН 2.08-01), вызывающих коррозию стальной арматуры. Целесообразно применение базальтопластиковой и стеклопластиковой арматуры в элементах дорожного строительства, которые подвергаются агрессивному воздействию противогололедных реагентов; при ремонте железобетонных конструкций, поврежденных воздействием агрессивных, в первую очередь хлоридных сред; в случаях, когда отсутствует возможность обеспечить нормативные требования к толщине защитного слоя; в бетонах на шлакопортландцементе, пуццолановом цементе, смешанных вяжущих

с высоким содержанием активных минеральных добавок; в монолитных бетонах с хлоридсодержащими противоморозными добавками; в пористых и крупнопористых бетонах, легких и ячеистых бетонах, в том числе при монолитном строительстве; при армировании кирпичной кладки [4].

В Уральском государственном университете путей сообщения (УрГУПС) проведены экспериментальные исследования, целью которых было изучение прочности и деформативности изгибаемых железобетонных элементов, армированных в сжатой и растянутой зоне неметаллической композиционной арматурой на основе стеклопластиковых волокон двух видов, отечественного и зарубежного изготовителя, и углепластиковых волокон одного вида. Образцы с композиционной арматурой сравнивались с образцами с металлической арматурой, площадь сечения рабочей арматуры была одинакова. В качестве опытных образцов взяты железобетонные балки полной длиной 1550 мм, прямоугольного поперечного сечения шириной 120 мм и высотой 220 мм. Проектный класс бетона всех балок по прочности — В30, морозостойкости — F300, водонепроницаемости — W6. Элементы арматурного каркаса расположены с учетом требований [5]. В качестве продольных элементов пространственного арматурного каркаса использовались металлическая, неметаллическая композиционная арматура на основе стеклянных волокон двух видов и неметаллическая композиционная арматура одного вида на основе углеродных волокон. Площадь сечения рабочей арматуры во всех образцах была одинакова. Образцы делились согласно виду композитной арматуры. Серией УП маркировались образцы с неметаллической композитной арматурой на основе углеродных волокон FibARM Rebar, серией СП1 — образцы с неметаллической композитной арматурой на основе стеклянных волокон первого типа, серией СП2 — образцы с неметаллической композитной арматурой на основе стеклянных волокон второго типа. Всего было испытано 12 железобетонных балок, армированных металлической арматурой класса АIII Ø10 мм и неметаллической композиционной арматурой трех видов Ø10 мм, по три балки с каждым видом армирования. Поперечное армирование балок выполнялось металлической арматурой класса АI Ø6,5 мм. Конструкция образцов с основными размерами, пространственный арматурный каркас и результат бетонирования балок представлены на рис. 1 и 2.

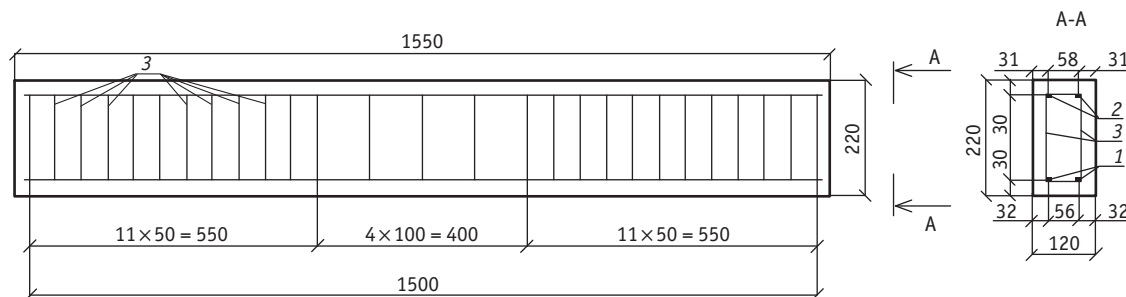


Рис. 1. Конструкции основных и контрольных образцов:

- 1 — неметаллическая композиционная арматура Ø10 мм; 2 — неметаллическая композиционная арматура Ø8 мм; 3 — поперечная металлическая арматура (хомуты) класса АI Ø6,5 мм



Рис. 2. Пространственный арматурный каркас и результат бетонирования балок

Испытания образцов на прочность проводились по схеме однопролетной балки. Расчетный пролет балок 1265 мм. Для эффекта чистого изгиба в середине пролета нагрузка на балку передавалась через распределительную траверсу, установленную на двух опорах с межосевым расстоянием 365 мм. Прогиб балки в середине пролета фиксировался на каждом этапе нагружения при помощи тензометрического датчика перемеще-

ния. Нагрузка прикладывалась ступенями по 500 кг со средней скоростью нагружения 100 кг/мин. Значение испытательной нагрузки на балку фиксировалось тензометрическим динамометром (месдозой). На рис. 3 представлена схема установки приборов при проведении испытаний [6].

В настоящее время схемы разрушения бетонных образцов, армированных неметаллической композитной арматурой, практически не изучены. В соответствии с методикой эксперимента образцы серий УП, СП1 и СП2 испытывались до полной потери ими несущей способности, т. е. до наступления предельного состояния. Разрушение таких образцов происходило в результате разрыва композитной арматуры в растянутой зоне (рис. 4), при этом были определены предельные параметры по величине раскрытия трещин в бетоне и прогибов балок в момент наступления предельного состояния.

Образцы серии А разрушались по классической схеме разрушения изгибаемых железобетонных элементов по бетону сжатой зоны при средней нагрузке из трех испытаний 7,91 т (табл. 1). Первые трещины раскрытием 0,05 мм появлялись при нагрузке 3,2 т. Максимальный прогиб в середине пролета составил 18 мм. Вид балки с трещинами представлен на рис. 5а. На графике «прогиб — нагрузка» образцов серии А имеются две характерные зоны: роста упругих деформаций и роста неупругих деформаций при мало изменяющейся нагрузке (рис. 6).

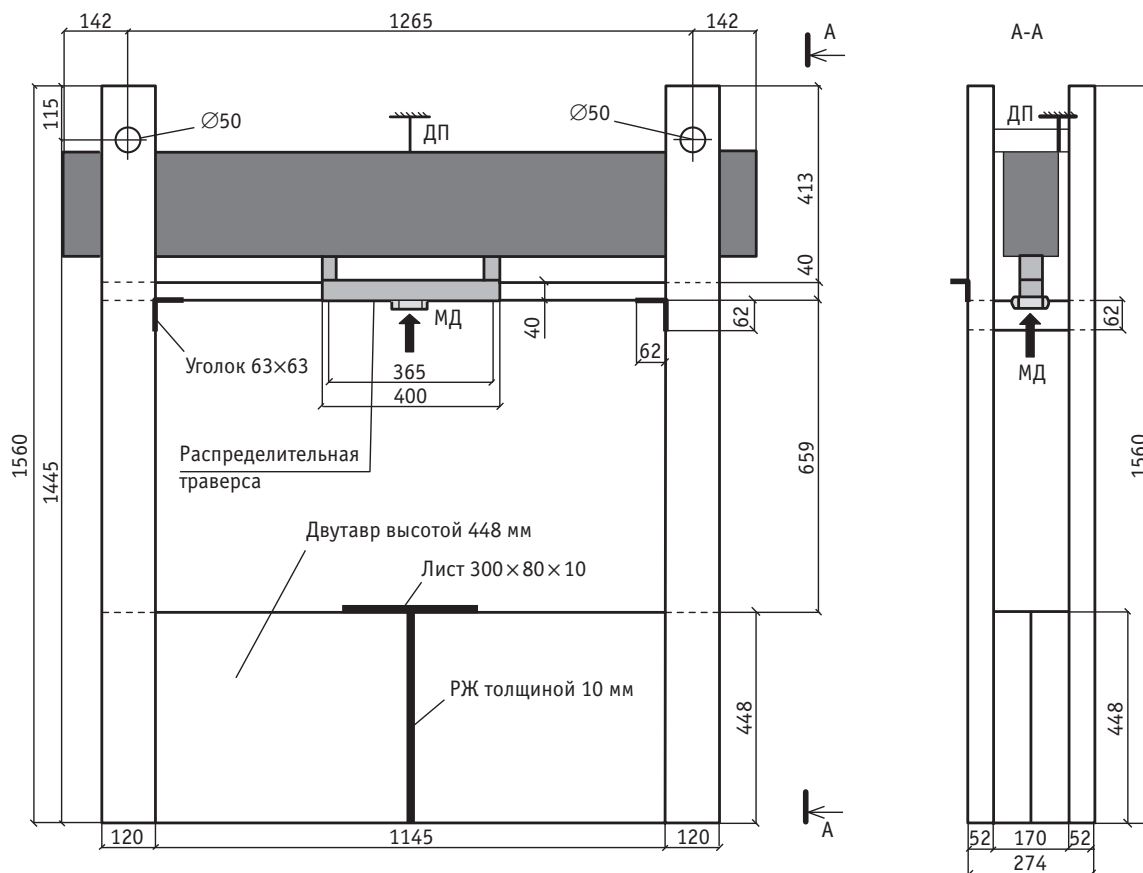


Рис. 3. Силоизмерительные устройства, схема установки приборов при проведении испытаний



Рис. 4. Вид образцов до и после испытания на прочность:
а — серия СП1; б — серия СП2; в — серия УП; г — серия А

Таблица 1

Экспериментальные данные

Серия балок	Номер образца	Несущая способность по данным		
		эксперимента		расчета методом предельных состояний
		P , т	$P_{ср}$, т	
А	1	7,37	7,91	7,54
	2	8,12		
	3	8,24		
УП	1	21,29	21,34	19,02
	2	21,62		
	3	21,08		
СП1	1	14,30	14,16	11,73
	2	13,12		
	3	15,06		
СП2	1	9,89	10,39	11,54
	2	12,26		
	3	9,04		

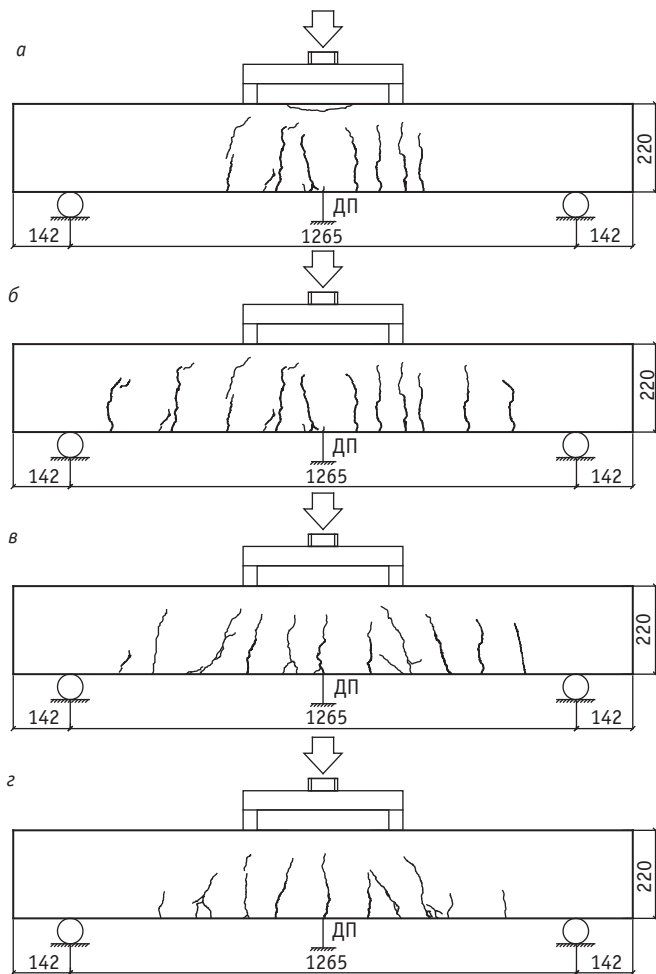


Рис. 5. Вид образцов с трещинами:

а — серия А; б — серия СП1; в — серия СП2; г — серия УП

Образцы серий СП1 и СП2 разрушались вследствие разрыва рабочей арматуры и отслоения защитного слоя бетона в сжатой зоне при средней нагрузке 14,16 и 10,39 т соответственно (см. табл. 1). Первые трещины раскрытием 0,05 мм появлялись при нагрузках 2,54 и 2,75 т. Максимальные прогибы балок составили до 100 мм. Вид балок с трещинами представлен на рис. 5б, в.

Образцы серии УП разрушались вследствие разрыва рабочей арматуры и отслоения защитного слоя бетона в сжатой зоне при средней нагрузке из трех испытаний 21,34 т (см. табл. 1). Первые трещины раскрытием 0,05 мм появлялись при нагрузке 3,4 т. Максимальный прогиб балок составил 88,54 мм. Несущая способность по сравнению с образцами серии А увеличилась на 270%. Вид балки с трещинами представлен на рис. 5 г.

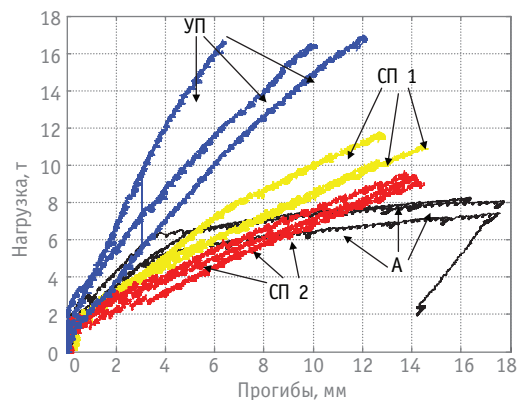


Рис. 6. Графики изменения прогиба образцов серий А, УП, СП1 и СП2 под нагрузкой

Результаты испытаний показали, что прочность и деформативность бетонных образцов серии УП с композитной арматурой на основе углеродных волокон FibARM Rebar значительно выше, в среднем на 151–185%, по сравнению с бетонными образцами серий СП1 и СП2, армированных композитной арматурой на основе стеклянных волокон, и на 260% выше, чем образцов с металлической арматурой класса АIII Ø10 мм, при равной площади поперечного сечения рабочей арматуры. Экспериментальные исследования позволили сделать вывод, что применение композиционной арматуры на основе углеродного волокна возможно, так как наряду с высокими прочностными характеристиками она имеет модуль упругости не ниже, чем металлическая арматура.

Литература

1. Клементьев А. О., Смердов М. Н. Опыт применения неметаллической композитной арматуры в железобетонных пролетных строениях мостов // Вестник УрГУПС. 2013. № 4 (20). С. 74–80. ISSN 2079-0392.
2. Смердов Д. Н. Оценка несущей способности железобетонных пролетных строений мостов, усиленных композитными материалами : дис. ... канд. техн. наук. Новосибирск : СГУПС, 2010. 159 с.
3. СП 35.13330.2011 СНиП 2.05.03-84*. Мосты и трубы. М. : ЦНИИС, 2011. 340 с.
4. Технические рекомендации по применению неметаллической композиционной арматуры периодического профиля в бетонных конструкциях. М. : ОАО «НИЦ «Строительство», 2012. 7 с.
5. СП 63.13330.2010* СНиП 52-01-2003. Бетонные и железобетонные конструкции. Основные положения [Электронный ресурс]. URL : <http://docs.cntd.ru/document/1200095246> (дата обращения: 23.09.2014).
6. Экспериментальные исследования при пониженных и повышенных температурах железобетонных образцов, усиленных полимерными композиционными материалами / С. А. Бокарев, А. Н. Костенко, Д. Н. Смердов и др. // НАУКОВЕДЕНИЕ. 2013. № 3. 9 с.

References

1. Klementev A. O., Smerdov M. N. Opyt primeneniya nemetallicheskoj kompozitnoj armatury v zhelezobetonnykh proletnykh stroeniyakh mostov [Evaluation of load carrying capacity of composite fiber reinforced concrete spans] // Vestnik UrGUPS. 2013. № 4 (20). S. 74–80. ISSN 2079-0392.
2. Smerdov D. N. Otsenka nesushchey sposobnosti zhelezobetonnykh proletnykh stroeniy mostov, usilennykh kompozitnymi materialami : dis. ... kand. tekhn. nauk [Evaluation of bearing capacity of composite reinforced concrete bridge spans : PhD in Engineering Thesis]. Novosibirsk : SGUPS, 2010. 159 s.
3. SP 35.13330.2011 SNiP 2.05.03-84*. Mosty i truby [Bridges and Pipes]. M. : TsNIIS, 2011. 340 s.
4. Tekhnicheskie rekomendatsii po primeneniyu nemetallicheskoj kompozitsionnoy armatury periodicheskogo profilya v betonnykh konstruksiyakh [Guidelines for the use of non-metallic composite reinforcement with periodic profile in concrete structures]. M. : OAO «NITs «Stroitelstvo», 2012. 7 s.
5. SP 63.13330.2010* SNiP 52-01-2003. Betonnye i zhelezobetonnye konstruksii. Osnovnye polozheniya [Concrete and Reinforced Concrete Structures. Basic Provisions]. [Electronic resource]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/1200095246> (date accessed: 23.09.2014).
6. Eksperimentalnye issledovaniya pri ponizhennykh i povyshennykh temperaturakh zhelezobetonnykh obratzov, usilennykh polimernymi kompozitsionnymi materialami [Experimental studies of concrete specimens reinforced with polymer composite materials at low and high temperatures] / S. A. Bokarev, A. N. Kostenko, D. N. Smerdov i dr. // NAUKOVEDENIE. 2013. № 3. 9 s.

УДК 656.073

Николай Андреевич Тушин, доктор технических наук, профессор кафедры «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Нина Николаевна Улижева, старший преподаватель кафедры «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

РОЛЬ ЭКСПЕДИЦИОННЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ В ТРАНСПОРТНЫХ ПРОЦЕССАХ

UDC 656.073

Nikolay Andreyevich Tushin, DSc in Engineering, Professor, Department of Operations Management, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Nina Nikolayevna Ulizheva, Senior Lecturer, Department of Operations Management, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

The role of forwarding companies in transport processes

Аннотация

В статье рассматривается взаимодействие перевозчиков и сервисных фирм, осуществляющих преобразование грузопотока на стыках. Анализируются роль и функции экспедиционного предприятия как системного интегратора, формирующего, по сути, виртуальную систему из перевозчиков и сервисных компаний. Показано, что управление цепями поставок превращается в управление добавленной стоимостью, источником создания которой является системный подход, выраженный в активизации динамических резервов.

Ключевые слова: логистика, перевозчики, логистические провайдеры, динамические резервы, поток, преобразование.

Summary

The article deals with the interaction of carriers and service firms engaged in transformation of traffic at junction points. The role and function of a forwarding enterprise as a system integrator is examined, forming, in effect, a virtual system of carriers and service companies. It is shown that supply chain management is converted into value added management, the source of which is the systemic approach, expressed in activation of dynamic reserves.

Keywords: logistics, carriers, logistics providers, dynamic reserves, flow, conversion.

В современном мире управление цепями поставок превращается в управление созданием стоимости. Добавленная стоимость формируется за пределами предприятий и требует значительных управленческих усилий. На этой волне создаются логистические провайдеры уровня 3PL и 4PL. Услуги профессиональных операторов востребованы прежде всего в таких отраслях, как автомобилестроение, фармацевтика, химическая и пищевая промышленность, производство товаров повседневного спроса, оптовые и розничные торговые сети. Сегодня в России доля логистического аутсорсинга составляет 25–30% (в Европе — 50–60%), основные игроки на этом рынке те же, что и в европейских странах: DHL, Schenker Logistics (Германия), Panalpina (Швейцария), FM Logistics (Франция), Gefco (Франция и РЖД, Россия), Maersk (Дания), Itella Logistics (Финляндия и «НЛК», Россия), STS Logistics (Россия). По данным аналитического центра журнала «Эксперт», 20 логистических компаний занимают только 20% рынка, остальные 80% приходятся на 3800 экспедиторов.

Обычно такие компании выходят на рынок вслед за международными корпорациями и обслуживают генерируемые ими грузопотоки. Что касается российского бизнеса, то он далек от консолидации и сильно отстает в качестве от лидеров. Да и производственные предприятия не готовы выпускать процессы управления цепями поставок из своих рук, к тому же сформировалось устойчивое отношение к экспедиторам как к ненужному посреднику. Рассмотрим, какова же объективная роль экспедиторов в современных цепях поставок.

Процесс доставки грузов включает в себя две важные составляющие — перемещение и преобразование потока (рис. 1) [1]. Преобразование потока присутствует всегда на стыке «производство — транспорт», «транспорт — производство» и «перевозчик 1 — перевозчик 2». Как правило, поток не может следовать через стык без некоторой трансформации. Например, при переходе от одного перевозчика к другому процесс преобразования может включать подпроцессы, которые представлены на рис. 2.

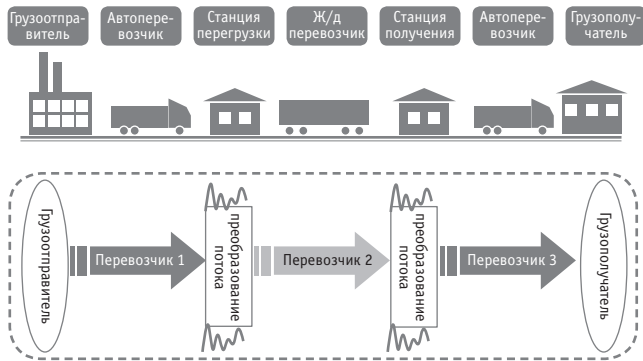


Рис. 1. Логистическая система

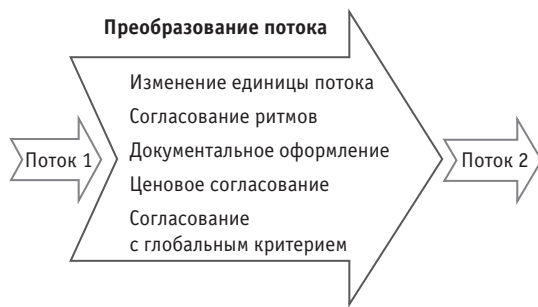


Рис. 2. Преобразование потока на стыке перевозчиков

Совокупная стоимость и время доставки груза в значительной мере определяют, будет ли возможно то или иное экономическое взаимодействие.

Поэтому возрастает внимание к потерям на всякого рода стыках. Все участники должны работать согласованно — как подсистемы одной системы. Методологической основой для совершенствования этого процесса служит системный подход. Особую роль играет адаптивное взаимодействие, которое порождает динамические резервы [2]. И задача взаимодействия ставится как максимизация суммарных динамических резервов в системе:

$$R_d = \alpha_1 R_{d1}^0 + \alpha_2 R_{d2}^0 \rightarrow \max,$$

где R_{d1}^0 , R_{d2}^0 — динамические резервы соответственно первой и второй подсистемы при обособленной работе;

α_1 , α_2 — коэффициенты, учитывающие уровень взаимодействия.

Системный эффект, выраженный в активизации динамических резервов, является источником создания добавленной стоимости. Цель поставок необходимо рассматривать как временную виртуальную систему, сформированную из перевозчиков и сервисных компаний для выполнения целостной функции. Такая функция требует создания соответствующей структуры. И подобные структуры возникли — это экспедиционные фирмы.

Экспедиционная фирма является, по сути, системным интегратором: она создает виртуальную систему из перевозчиков и сервисных компаний.

Критериями служат, как правило, время и стоимость доставки. Эти два критерия сводятся к одному с помощью коэффициентов приведения:

$$\sum_i (c_i + c_i^* \Delta\tau_i) + \sum_j (c_j + c_j^* \Delta\tau_j) \rightarrow \min,$$

где c_i — стоимость перевозки;

c_j — стоимость сервисной услуги;

$\Delta\tau_i$ — задержка в перевозке;

$\Delta\tau_j$ — задержка в сервисе;

c_i^* , c_j^* — штрафы за задержку.

После построения виртуальной системы требуется выбрать режим работы каждого участника по глобальному критерию.

Интегратор должен учитывать критерии работы отдельных перевозчиков. Задачей преобразования потока должно быть и наиболее полное использование функциональных возможностей перевозчиков, и поддержание на должном уровне их локальных критериев (рис. 3).



Рис. 3. Критерии организации перевозки

Важной задачей системного интегратора является поддержание в актуальном состоянии знаний о функциональной надежности возможных участников доставки. Для этого их информационные системы должны быть взаимосвязаны, а интегратору нужна автоматизированная аналитическая система, которая бы позволяла быстро оценивать их реальные перерабатывающие способности в конкретной ситуации [3]. Так как строить эффективную систему по выбранному критерию нужно быстро, требуются модели разного рода для оптимизации процесса перевозки и преобразования потока.

Таким образом, основные задачи системного интегратора — это создание цепочки из перевозчиков и сервисных фирм, выбор режима работы участников, согласование локальных критериев, поддержание актуальных знаний и оптимизация процессов.

На практике на роль системных интеграторов претендуют перевозчики и грузовладельцы, создавая собственные отделы, службы и подразделения логистики. Перевозчики выстраивают цепочки по своим критериям, например по суточной норме доходности с вагона. Как правило, такие цепочки не самые эффективные для грузовладельцев. В основном системную интеграцию предприятия реализуют собственными силами. Недостаток такой логистики, т. е. уровня 2PL, кроется в изначально снижении динамических резервов [4]. В то же время независимый экспедитор имеет возможность использовать эффект взаимодействия потоков разных грузовладельцев и достигать большей эффективности.

Литература

1. Тушин Н. А., Козлов П. А. Системная интеграция в области перевозок // Железнодорожный транспорт. 2010. № 9. С. 68–70. ISSN 0044-4448.
2. Владимирская И. П., Козлов П. А. Взаимодействие потока и элементов транспортной структуры // Научный вестник МГТУ ГА. 2009. № 147 (10). С. 166–169. ISSN 2079-0619.
3. Осокин О. В., Козлов П. А., Тушин Н. А. Интеллектуальная информационная среда — основа для создания современных технологий // Транспорт: наука, техника, управление. 2011. № 11. С. 11–14. ISSN 0236-1914.
4. Козлов П. А., Четвериков Ю. А., Тушин Н. А. Интерактивная экспертиза проектов развития транспортной инфраструктуры предприятий // Транспорт Урала. 2011. № 3 (30). С. 11–14. ISSN 1815-9400.

References

1. Tushin N. A., Kozlov P. A. Sistemnaya integratsiya v oblasti perevozok [System integration in transport industry] // Zheleznodorozhnyy transport. 2010. № 9. S. 68–70. ISSN 0044-4448.
2. Vladimirskaia I. P., Kozlov P. A. Vzaimodeystvie potoka i elementov transportnoy struktury [Interaction of transport flow and infrastructure elements] // Nauchnyy vestnik MGTU GA. 2009. № 147 (10). S. 166–169. ISSN 2079-0619.
3. Osokin O. V., Kozlov P. A., Tushin N. A. Intellektualnaya informatsionnaya sreda – osnova dlya sozdaniya sovremennykh tekhnologiy [Intellectual information environment — a basis for development of modern technologies] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2011. № 11. S. 11–14. ISSN 0236-1914.
4. Kozlov P. A., Chetverikov Yu. A., Tushin N. A. Interaktivnaya ekspertiza projektov razvitiya transportnoy infrastruktury predpriyatij [Interactive appraisal of development projects of enterprises' transport infrastructure] // Transport Urala. 2011. № 3 (30). S. 11–14. ISSN 1815-9400.

УДК 628.5

Станислав Олегович Белинский, кандидат технических наук, доцент кафедры «Техносферная безопасность» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ИССЛЕДОВАНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫХ ПОЛЕЙ В ЭЛЕКТРОУСТАНОВКАХ ТЯГОВЫХ ПОДСТАНЦИЙ

UDC 628.5

Stanislav Olegovich Belinskiy, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Technospheric Safety, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Study of electromagnetic field parameters in electrical installations of traction substations

Аннотация

В статье представлены результаты измерения параметров электромагнитных полей на рабочих местах персонала тяговых подстанций постоянного тока. Выявлены существенные особенности распространения ЭМП. На основе анализа экспериментальных данных сделана оценка степени вредного воздействия магнитных полей в диапазоне частот более 50 Гц.

Ключевые слова: тяговые подстанции, электромагнитные поля, спектр, индукция магнитного поля, персонал, нормирование, риск, предельно допустимые уровни.

Summary

The article presents the results of measurements of electromagnetic field parameters in workplaces of DC traction substations personnel. Significant peculiarities of EMF propagation have been identified. According to the analysis of experimental data, assessment of adverse effects of magnetic fields in the frequency range 50 Hz has been carried out.

Keywords: traction substations, electromagnetic fields, spectrum, field density, staff, regulation, risk, maximum permissible levels.

Электроустановки (ЭУ) железнодорожного электроснабжения (тяговые подстанции, контактная сеть) являются мощным техногенным источником электромагнитных полей (ЭМП). Наличие на тяговых подстанциях (ТП) преобразователей приводит к появлению ЭМП низкочастотного диапазона (до 10 кГц) на рабочих местах персонала.

Оценка параметров ЭМП может быть выполнена путем расчета, моделирования и экспериментов. Теоретические исследования, проведенные с помощью компьютерного моделирования в ЭУ железнодорожного электроснабжения на кафедре УрГУПС «Техносферная безопасность», рассмотрены в работах [1–4], экспериментальные — в [5–7]. В данной статье представлены отдельные результаты экспериментов по изучению спектральных характеристик ЭМП в диапазоне частот до 10 кГц на тяговых подстанциях постоянного тока. На исследуемых ТП находятся в эксплуатации 6-пульсовые выпрямительные преобразователи. Измерения осуществлялись с использованием анализатора ЭМП EFA-300 (Narda STS, Германия).

Цель исследований — оценка параметров ЭМП частотой от 50 Гц до 10 кГц на рабочих местах персонала в течение времени и при изменении тягового тока.

По результатам проведенных экспериментов получены спектральные характеристики электрического поля (ЭП) под шинным мостом и в ячейке 3,3 кВ (рис. 1).

Установлено, что значения напряженности ЭП частотой более 50 Гц (150, 300, 600 Гц) на основных рабочих местах не превышают 50 В/м.

С помощью целой серии экспериментов в разные моменты времени получены спектры индукции магнитного поля (МП) при различной величине тягового тока. На рис. 2 представлены спектральные характеристики индукции МП под шинным мостом ТП.

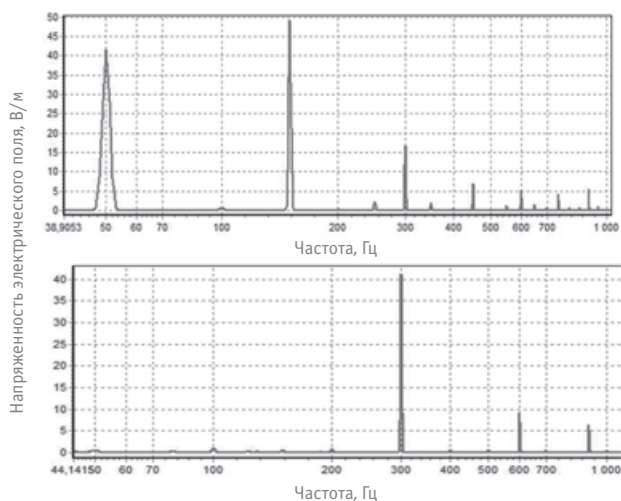


Рис. 1. Спектральные характеристики напряженности электрического поля под шинным мостом и в ячейке 3,3 кВ тяговой подстанции

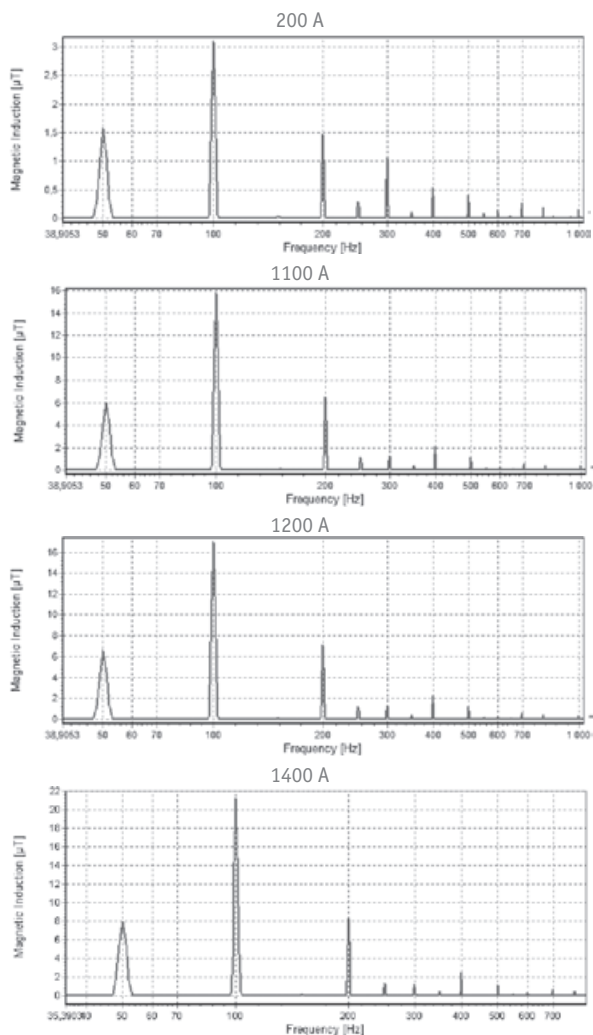


Рис. 2. Спектр индукции магнитного поля в диапазоне до 1 кГц при разных токах тяги

Из рис. 2 видно, что преобладает амплитуда индукции частотой 100 Гц, а амплитуды индукции частотой 50 и 200 Гц имеют близкие значения и составляют от 1 до 20 мкТл в зависимости от величины тягового тока.

Анализ спектральных характеристик при разных токах показал, что с изменением тягового тока прямо пропорционально изменяется индукция МП (рис. 3).

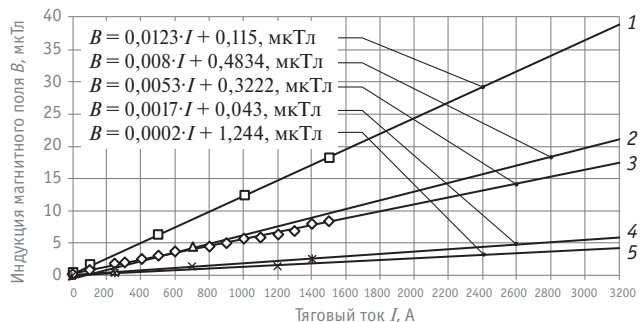


Рис. 3. Зависимость индукции магнитного поля от величины тока под шинным мостом тяговой подстанции на частоте: 1 — 100 Гц; 2 — 200 Гц; 3 — 50 Гц; 4 — 400 Гц; 5 — 300 Гц

Как видно из рис. 3, при больших значениях тягового тока амплитуда индукции МП на частоте 300 и 400 Гц не превышает 6 мкТл. Наибольшие значения индукции наблюдаются на частоте 100 Гц и могут превышать 35 мкТл. Появление МП частотой 100, 200, 300, 400 Гц объясняется несимметричностью и (или) несинусоидальностью питающего напряжения на входе преобразователя.

Спектр индукции МП под шинами 3,3 кВ, по которым протекает выпрямленный тяговый ток, показан на рис. 4, а зависимость индукции МП частотой 50, 100 и 300 Гц от величины тягового тока — на рис. 5.

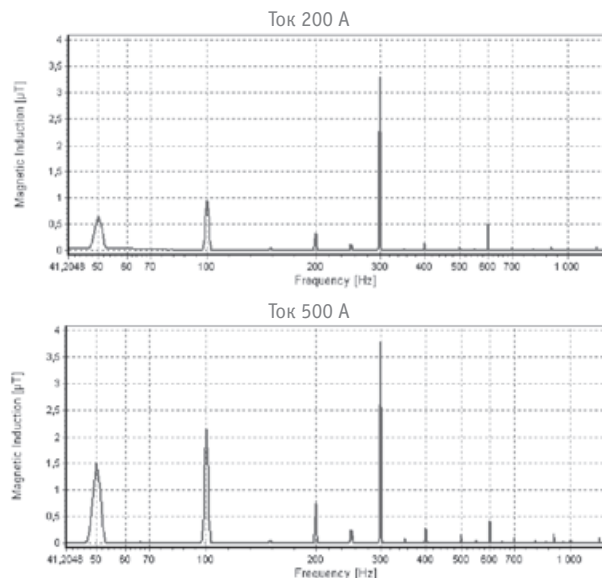


Рис. 4. Спектральные характеристики индукции магнитного поля под шинами 3,3 кВ при разных тяговых токах

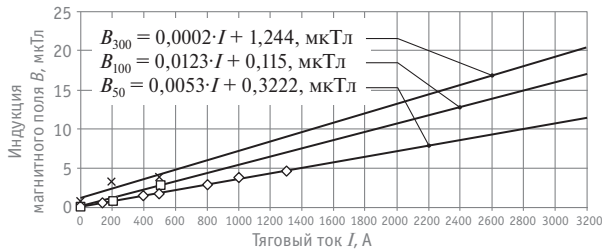


Рис. 5. Зависимость индукции магнитного поля от тока тяги под шинами 3,3 кВ

По данным рис. 2–5 установлено существенное отличие между спектром под шинным мостом и шинами 3,3 кВ. Под шинным мостом наибольшие значения индукции МП наблюдаются на частоте 100 Гц, а под шинами 3,3 кВ — на частоте 300 Гц. Это объясняется в первую очередь тем, что по шинному мосту протекает переменный, а по шинам 3,3 кВ — выпрямленный ток, в котором в результате 6-пульсового преобразования появляется гармоника 300 Гц. Также под шинами 3,3 кВ присутствует гармоника МП частотой 50 Гц с индукцией более 10 мкТл (под шинным мостом — более 15 мкТл), причиной появления которой может быть несимметрия питающего напряжения и МП от тока шинного моста.

Исследования индукции МП около ячейки 3,3 кВ и выпрямительного преобразователя при разных тяговых токах показали, что в течение времени она может изменяться в широких пределах — от единиц мкТл до уровней 20 мкТл при токах около 1000 А. График изменения индукции МП представлен на рис. 6.

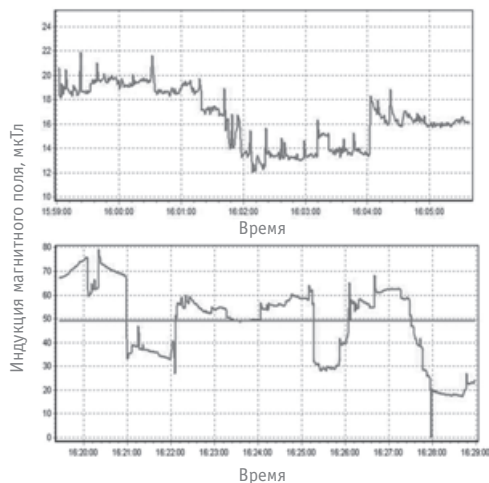


Рис. 6. Изменение индукции магнитного поля вблизи ячейки фидера (вверху) и выпрямительного преобразователя (внизу)

Гармонический анализ спектра индукции МП близи выпрямительного преобразователя показал, что амплитуда гармоники частотой 600 Гц относительно основной гармоники 300 Гц составляет около 20 %, 900 и 1200 Гц — около 3 %. Индукция МП вблизи выпрямительного преобразователя со стороны шин 3,3 кВ резко изменяется во времени и достигает высоких значений (до 100 мкТл на частоте 300 Гц).

Проведенные эксперименты по исследованию индукции МП в помещении реакторной показали, что присутствует гармоника частотой 300 Гц (рис. 7) очень высоких значений — 100 мкТл и выше, при больших тяговых токах индукция может достигать 190 мкТл.

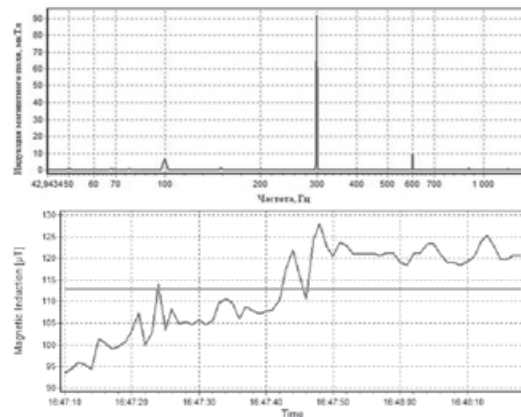


Рис. 7. Спектр (вверху) и изменение индукции магнитного поля (внизу) в помещении реакторной

По результатам анализа спектральных характеристик установлено, что для рабочих мест персонала ТП постоянного тока характерным является воздействие индукции МП частотой 100, 200 и 300 Гц с уровнями индукции более 100 мкТл.

Был проведен эксперимент, при котором оценивалась индукция МП по маршрутам прохода персонала и в рабочих зонах ТП в течение 20 мин. Переносной прибор был закреплен на уровне головы человека, который перемещался по характерным местам на ТП. На рис. 8 показано изменение индукции МП в течение этого периода.

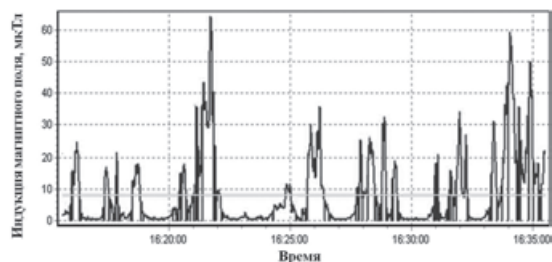


Рис. 8. Изменение индукции магнитного поля по маршрутам прохода персонала

Среднее значение индукции МП за 20 мин составило около 8 мкТл, но с отдельными скачками до 70 мкТл. То есть персонал в течение смены подвергается производственному фактору с резко изменяющимися уровнями. Исследование МП на рабочем месте дежурного персонала также показало, что значения индукции резко меняются в течение времени, но составляют в среднем за смену 1 мкТл.

Обобщенные результаты проведенных экспериментов на разных рабочих местах персонала ТП (с учетом данных [5–7]) представлены в табл. 1.

Таблица 1

Параметры магнитного поля частотой 50 Гц и выше на тяговой подстанции постоянного тока

Частота, Гц	Максимальная с учетом погрешности прибора индукция магнитного поля на рабочих местах персонала, мкТл						
	Шинный мост	Под шинами 3,3 кВ	Вблизи выпрямителя	Вблизи ячейки фидера	Внутри ячейки фидера	В реакторной	Под фидером контактной сети
50	16 ± 0,8	11 ± 0,55	11 ± 0,55	< 1	1,5 ± 0,07	3 ± 0,15	< 1
100	37 ± 1,85	16 ± 0,8	15 ± 0,55	6 ± 0,3	< 1	25 ± 1,25	8 ± 0,4
200	25 ± 1,25	4 ± 0,2	5 ± 0,25	< 1	< 1	< 1	< 1
300	3 ± 0,15	19 ± 0,95	12 ± 0,6	72 ± 3,6	20 ± 1	180 ± 9	120 ± 6
400	5 ± 0,25	1,8 ± 0,09	1,6 ± 0,8	< 1	< 1	< 1	< 1
600	< 1	2,5 ± 0,13	3 ± 0,15	13 ± 0,65	2,5 ± 0,13	30 ± 1,5	16 ± 0,8
> 600	< 1	< 1	< 1	< 1	1,2 ± 0,06	< 1	< 1

Из табл. 1 видно, что максимальные уровни индукции МП присутствуют на частотах 50, 100, 200 и 400 Гц под шинным мостом, на частоте 300 Гц — в реакторной, под фидером контактной сети и около ячейки фидера.

Для оценки воздействия ЭМП на персонал необходимо сравнить фактические значения с нормируемыми, но на данный момент в России параметры ЭМП частотой от 50 Гц до 10 кГц на рабочих местах персонала ЭУ не нормируются [7, 8]. Предварительное сравнение с международными нормами, а также с предлагаемыми нормами в РФ свидетельствует о превышении фактических параметров ЭМП для отдельных частот, особенно для частоты 300 Гц [7].

Таким образом, проведенные исследования показали, что на рабочих местах персонала электроустановок железнодорожного электроснабжения присутствуют ЭМП широкого спектра частот, ЭМП промышленной частоты 50 Гц, МП частотой от 50 Гц до 1 кГц с выделением таких частот, как 100, 200, 300, 400, 600 Гц. Уровни индукции МП частотой 100, 200, 300, 600 Гц имеют высокие значения и должны учитываться при оценке влияния ЭМП на персонал. Установлено, что персонал ЭУ подвергается комплексному воздействию ЭМП широкого частотного диапазона значительных уровней, что требует гигиенического нормирования, а также разработки и применения средств защиты.

Литература

- Белинский С. О., Кузнецов К. Б. Электромагнитные поля устройств тягового электроснабжения частотой до 10 кГц. Проблемы нормирования и защиты // Электробезопасность. 2004. № 1–2. С. 11–17.
- Белинский С. О. Риск вредного воздействия электрических и магнитных полей на персонал электроустановок тягового электроснабжения // Электробезопасность. 2005. № 4. С. 3–11.
- Кузнецов К. Б., Белинский С. О. Сравнение моделей расчета электрического поля контактной сети переменного тока и оценка его вредного влияния // Транспорт Урала. 2005. № 1 (4). С. 28–33. ISSN 1815-9400.
- Кузнецов К. Б., Белинский С. О., Ширшов А. Б. Система защиты от электромагнитного загрязнения среды электроустановками тягового электроснабжения электрического рельсового транспорта // Транспорт: наука, техника, управление. 2006. № 11. С. 27–31. ISSN 0236-1914.
- Белинский С. О., Кузнецов К. Б. Оценка параметров электромагнитных полей низкочастотного диапазона в электроустановках тягового электроснабжения // Вестник Южно-Уральского государственного университета. Сер. Энергетика. 2012. № 16 (275). С. 62–69. ISSN 1990-8512.
- Белинский С. О., Кузнецов К. Б. Оценка параметров электромагнитных полей частотой 50 Гц в РУ-3,3 кВ тяговых подстанций // Безопасность жизнедеятельности. 2012. № 7. С. 12–17.
- Белинский С. О. Проблемы оценки профессионального риска при воздействии электромагнитных полей частотой 50 Гц и выше на персонал железнодорожного транспорта // Охрана и экономика труда. 2014. № 1 (14). С. 36–48.
- СанПиН 2.2.4.1191-03. Электромагнитные поля в производственных условиях. М. : Федеральный центр Госсанэпиднадзора Минздрава России, 2011. 38 с.

References

- Belinskiy S. O., Kuznetsov K. B. Elektromagnitnye polya ustroystv tyagovogo elektrosnabzheniya chastotoy do 10 kGts. Problemy normirovaniya i zashchity [Electromagnetic fields of traction power supply units with frequency up to 10 kHz. Regulation and protection issues] // Elektrobezopasnost. 2004. № 1–2. S. 11–17.
- Belinskiy S. O. Risk vrednogo vozdeystviya elektricheskikh i magnitnykh poley na personal elektroustanovok tyagovogo elektrosnabzheniya [Risk of harmful effects of electric and magnetic fields on the staff servicing traction power supply units] // Elektrobezopasnost. 2005. № 4. S. 3–11.
- Kuznetsov K. B., Belinskiy S. O. Sravnenie modeley rascheta elektricheskogo polya kontaktnoy seti peremennogo toka i otsenka ego vrednogo vliyaniya [Comparison of models for calculating electric field of AC catenary system and evaluation of its harmful effect] // Transport Urala. 2005. № 1 (4). S. 28–33. ISSN 1815-9400.
- Kuznetsov K. B., Belinskiy S. O., Shirshov A. B. Sistema zashchity ot elektromagnitnogo zagryazneniya sredy elektroustanovkami tyagovogo elektrosnabzheniya elektricheskogo relsovoogo transporta [Electromagnetic pollution protection system for traction power supply devices of electric railway transport] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2006. № 11. S. 27–31. ISSN 0236-1914.
- Belinskiy S. O., Kuznetsov K. B. Otsenka parametrov elektromagnitnykh poley nizkochastotnogo diapazona v elektroustanovkakh tyagovogo elektrosnabzheniya [Parameter estimation of low-frequency electromagnetic fields in traction power supply devices] // Vestnik Yuzhno-Uralskogo gosudarstvennogo universiteta. Ser. Energetika. 2012. № 16 (275). S. 62–69. ISSN 1990-8512.
- Belinskiy S. O., Kuznetsov K. B. Otsenka parametrov elektromagnitnykh poley chastotoy 50 Gts v RU-3,3 kV tyagovykh podstantsiy [Parameter estimation of electromagnetic fields with frequency 50 Hz in 3.3 kV distribution gear of traction substations] // Bezopasnost zhiznedeyatelnosti. 2012. № 7. S. 12–17.
- Belinskiy S. O. Problemy otsenki professionalnogo riska pri vozdeystvii elektromagnitnykh poley chastotoy 50 Gts i vyshе na personal zheleznodorozhnogo transporta [Occupational risk assessment issues for influence of electromagnetic fields of 50 Hz and higher on railway transport staff] // Okhrana i ekonomika truda. 2014. № 1 (14). S. 36–48.
- SanPiN 2.2.4.1191-03. Elektromagnitnye polya v proizvodstvennykh usloviyakh [Electromagnetic fields in working environment]. M. : Federalnyi tsentr Gossanepidnadzora Minzdrava Rossii, 2011. 38 s.

УДК 621.332.33

Игорь Григорьевич Дутов, аспирант кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Александр Васильевич Ефимов, кандидат технических наук, профессор кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Денис Александрович Ефимов, старший преподаватель кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ДВОЙНОЙ ГИБКИЙ ФИКСАТОР КОНТАКТНОЙ ПОДВЕСКИ

UDC 621.332.33

Igor Grigorievich Dutov, graduate student, Department of Transport Power Supply, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Alexander Vasiliyevich Efimov, PhD in Engineering, Professor, Department of Transport Power Supply, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Denis Alexandrovich Efimov, Senior Lecturer, Department of Transport Power Supply, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Double flexible catenary latch

Аннотация

В статье проанализированы условия функционирования типового сочлененного фиксатора контактной подвески и выявлены его основные недостатки. Предложены новые конструкции устройств для фиксации контактного провода, приведены их параметры, рассмотрены достоинства и недостатки. Дано описание методики экспериментального исследования предлагаемых устройств, изложены его результаты. Выполнено сравнение характеристик предлагаемых конструкций и типового фиксатора. Сделаны выводы о целесообразности применения предлагаемых конструкций, сформулированы пути их совершенствования.

Ключевые слова: фиксатор, эластичность, контактный провод, контактная подвеска, нажатие токоприемника, износ, струны, гибкий фиксатор, дополнительный стержень, центр тяжести, натяжение.

Summary

The paper analyzes operating conditions of a typical articulated catenary latch and identifies its main drawbacks. New designs of the device locking the contact wire are proposed, their parameters are given, advantages and disadvantages discussed. The methodology of experimental research of the proposed devices is described, and its results are discussed. Performance of the proposed devices is compared with standard latch. Conclusions are made about the appropriateness of the proposed designs, and ways to improve them are formulated.

Keywords: latch, elasticity, contact wire, catenary, pantograph press force, wear, strings, flexible latch, extra rod, center of gravity, tension.

На сегодняшний день опыт Германии, Франции, Японии, Италии и ряда других стран доказывает, что развитие высокоскоростных железнодорожных магистралей является мощным стимулом экономического роста не только отдельных регионов, но и государства в целом.

В России реконструкция действующих линий с целью организации скоростного движения (до 250 км/ч), а также строительство высокоскоростных магистралей (ВСМ), на которых будет осуществляться движение поездов со скоростью до 350 км/ч, предусмотрены Стратегией развития железнодорожного транспорта до 2030 г., принятой правительством Российской Федерации в 2008 г. [1]. Реализация приоритетного пилотного проекта ВСМ Москва — Казань планируется в 2018 г. [2].

В техническом переоснащении железнодорожных линий важную роль играет создание инфраструктуры для высокоскоростного движения, в том числе и системы токосъема, основным элементом которой является контактная сеть. Ключевое направление совершенствования высокоскоростных контактных сетей — разработка равноэластичных и равномассовых подвесок, поскольку при повышении скоростей движения ужесточаются требования к качеству токосъема.

Как известно, наибольшая эластичность контактного провода наблюдается в середине пролета, а наименьшая — в точке фиксации [3, 4]. Увеличивать жесткость подвески в середине пролета нецелесообразно и затруднительно, поэтому рассмотрим один из способов снижения жесткости фиксаторного узла.

Немалое влияние на эластичность контактной подвески в опорной зоне оказывает дополнительный стержень фиксатора КС-109, так как он выполняется из стальных или алюминиевых сплавов и имеет массу от 1,9 до 2,7 кг [5]. Основная его задача — обеспечивать заданное положение контактного провода относительно оси пути.

На рис. 1 приведена схема крепления фиксирующего зажима КС-049 к дополнительному фиксатору КС-109.

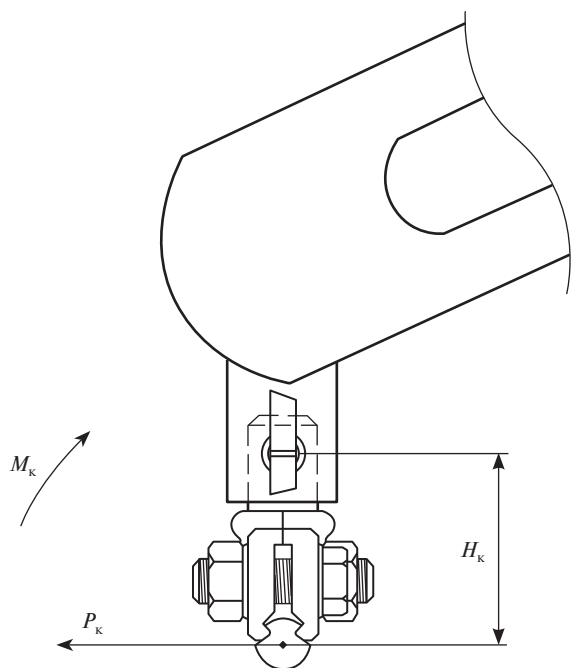


Рис. 1. Схема крепления фиксирующего зажима к дополнительному стержню фиксатора

Усилие P_k , вызванное зигзагообразным расположением контактного провода относительно оси пути, приложено к центру тяжести контактного провода. Точка крепления фиксирующего зажима КС-049 к дополнительному стержню фиксатора КС-109 находится на высоте $H_k \approx 45$ мм. Это расстояние, по сути, является плечом приложения силы P_k . Следовательно, крутящий момент M_k , который направлен на поворот контактного провода вместе с зажимом КС-049, равен

$$M_k = P_k \cdot H_k. \quad (1)$$

Усилие от зигзагообразного положения провода P_k на прямом участке пути при одинаковых по абсолютным значениям разносторонних зигзагах $Z_{кп}$ и одинаковых длинах смежных пролетов L определяется из выражения [6]

$$P_k = 4K \cdot Z_{кп} / L, \quad (2)$$

где K — натяжение контактного провода, Н.

Таким образом, при натяжении контактного провода $K = 10$ кН, принятом для скоростных контактных подвесок [7], длине пролета $L = 60$ м и зигзаге контактного провода $Z_{кп} = 0,3$ м усилие P_k составит 200 Н, а $M_k = 9$ Н·м. Этим обусловлено требование к высокой жесткости дополнительного стержня фиксатора.

Помимо большой приведенной массы недостатком данной детали является то, что в процессе подъема дополнительного стержня фиксатора под воздействием токоприемника фик-

сирующий зажим вместе с контактным проводом поворачивается на некоторый угол $\Delta\alpha$ (рис. 2), который при допустимом подъеме фиксатора 250 мм равен примерно 12° .

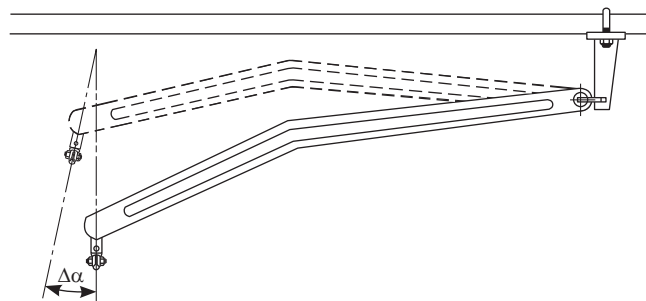


Рис. 2. Изменение положения фиксатора КС-109

Еще одной проблемой, вызванной жесткостью дополнительного стержня фиксатора, является то, что под воздействием большой ветровой нагрузки, направленной в сторону, противоположную действию силы P_k , на фиксатор начинают действовать сжимающие усилия, и не исключено его «раскрытие».

В настоящее время данная проблема решается установкой на фиксаторе ветровой струны [8].

Однако в этом случае при большой ветровой нагрузке значительно уменьшается эластичность контактной подвески в точке фиксации, что негативно сказывается на качестве токосъема и ведет к увеличению интенсивности износа контактных проводов. Статические исследования, проведенные на одном из участков Южно-Уральской железной дороги с явно выраженной розой ветров, показали, что за 10 лет разница в степени износа контактных проводов под прямыми и обратными фиксаторами составила порядка 20 %.

С целью увеличения эластичности фиксаторного узла дополнительный стержень фиксатора, обладающий большой жесткостью и приведенной массой, целесообразно исключить из конструкции. Заменить его можно, например, двумя гибкими струнами, одна из которых выполняет роль фиксирующей, а другая — ветровой. В этом случае для предотвращения поворота фиксирующего зажима вместе с контактным проводом под действием момента M_k необходимо обеспечить такое соединение струн с фиксирующим зажимом, чтобы линия, на которой лежит вектор силы реакции фиксирующей струны, проходила через центр тяжести контактного провода.

Поскольку нижняя поверхность контактного провода в процессе эксплуатации изнашивается, ординату центра тяжести целесообразно отсчитывать от верхней точки сечения. Ее значения для фасонных контактных проводов, выпускаемых промышленными предприятиями Российской Федерации [9], приведены в табл. 1.

Таблица 1

Ординаты центров тяжести контактных проводов

Номинальное сечение провода, мм ²	85	100	120	150
y_c , мм	5,64	6,24	6,88	7,82

Зная положение центра тяжести контактного провода в сечении, мы можем определить конструкцию и параметры устройства для крепления гибких струн к фиксирующему зажиму КС-049. Первый вариант конструкции такого устройства был разработан специалистами УрГУПС. Назовем его фиксатором со скользящими струнами. Его схематическое изображение приведено на рис. 3.

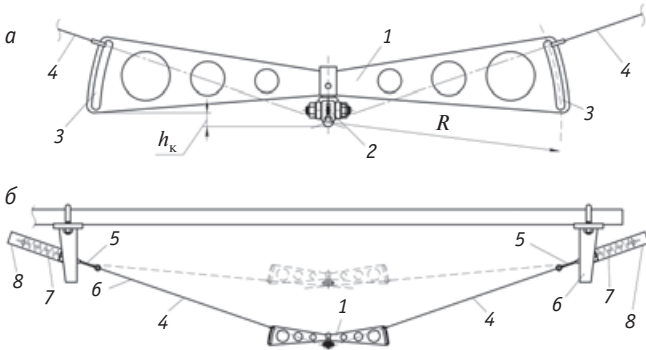


Рис. 3. Фиксатор со скользящими струнами:

а — устройство для крепления струн к фиксирующему зажиму;
б — общая схема установки фиксатора со скользящими струнами

Устройство для крепления гибких струн 1 к фиксирующему зажиму 2 изготавливается из листовой стали, для уменьшения его массы в конструкции выполнены отверстия. С наружной стороны каждого «крыла» сделан паз 3 для крепления гибких струн 4 шириной 6 мм. Наружная сторона и паз имеют форму дуги, центр которой совпадает с центром тяжести контактного провода. Струны, закрепленные в пазах, соединены со штангами 5, пропущенными через отверстия в фиксирующих стойках 6. Для исключения провисания струн при их ослаблении между шайбами, расположенными на конце каждой штанги, и фиксирующими стойками установлены пружины 7, закрытые защитными кожухами 8. Эти пружины также позволяют повысить эластичность контактной подвески в опорной зоне.

Теоретически такая форма устройства для крепления гибких струн к зажиму КС-049 является оптимальной, поскольку центр тяжести контактного провода лежит на линии, совпадающей с направлением силы реакции струны, при любом изменении высоты контактного провода под фиксатором в допустимых пределах. Однако практика показала, что влияние силы трения в месте крепления струн к «крыльям» изготовленного прототипа достаточно велико, и при подъеме контактного провода одно из «крыльев» может опуститься ниже уровня контактного провода. Для того чтобы этого избежать, целесообразно сократить размеры «крыльев», но в этом случае уменьшится конструктивная высота h_k от уровня полоза токоприемника до нижней точки «крыла», что в конечном счете не увеличит надежность работы данного узла.

Еще одним возможным путем решения поставленной задачи является максимальное сокращение расстояния между точкой соединения гибкой струны с фиксирующим зажимом и центром тяжести контактного провода. В этом случае вслед-

ствие уменьшения плеча прилагаемой силы отклонение контактного провода от вертикали будет не столь значительным. Один из вариантов конструктивного исполнения в виде двойного гибкого фиксатора представлен на рис. 4.

Деталь 1 для крепления струн 2 к фиксирующему зажиму 3 представляет собой петлю, установленную на него при помощи болтов 4. В остальном общая схема установки двойного гибкого фиксатора аналогична схеме фиксатора со скользящими струнами. Прототип детали для крепления струн к фиксирующему зажиму был выполнен из стальной проволоки диаметром 4 мм. Чертеж детали приведен на рис. 5, размеры указаны в мм.

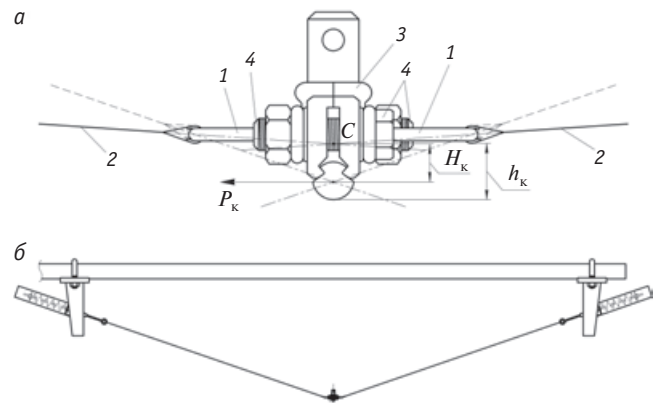


Рис. 4. Двойной гибкий фиксатор:

а — деталь для крепления струн, установленная на фиксирующем зажиме; *б* — общая схема установки двойного гибкого фиксатора

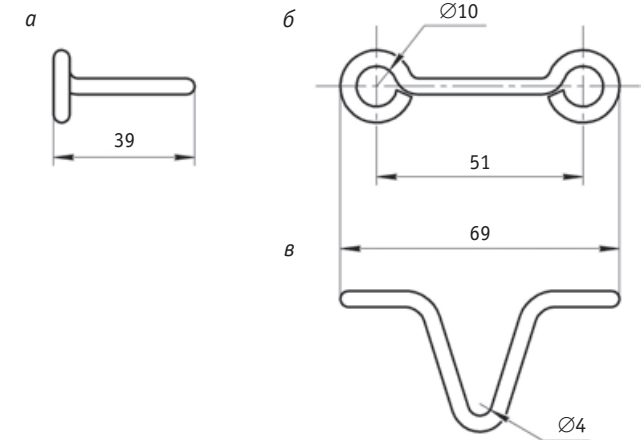


Рис. 5. Петля для крепления струн к фиксирующему зажиму:

а — фронтальная проекция; *б* — проекция сбоку; *в* — проекция сверху

На рис. 4а штриховыми линиями показано положение струн, когда подъемная сила токоприемника отсутствует, а фиксирующий зажим находится в низшей точке. Основными линиями показано их положение при максимально допустимом отжатии токоприемником контактного провода под фиксатором. Из рисунка видно, что при нормальном положении линии, совпадающей с направлением силы реакции струны, проходит через центр тяжести контактного провода, следовательно, крутящий

момент $M_k = 0$. При максимально допустимом отжатии плечо H_k приложения силы P_k в несколько раз меньше, чем для типового фиксатора КС-109. Расчет угла поворота контактного провода в сечении $\Delta\alpha$ для рассматриваемого случая достаточно сложен, поскольку провод находится в свободно подвешенном состоянии. Поэтому изменение значения $\Delta\alpha$ при отжатии провода токоприемником было определено экспериментально.

Цель эксперимента состояла в измерении угла наклона контактного провода при подъеме, определении эластичности в подпорной зоне для предлагаемых конструкций фиксаторного узла, сравнении этих характеристик и характеристик типового фиксатора с ветровой струной. Эксперимент проводился для режима без ветровой нагрузки и с ветровой нагрузкой $P_v = 250$ Н.

Тип контактной подвески ПБСМ-95 + МФ-100, натяжение контактного провода $K = 10\,000$ Н. В смежных с исследуемым фиксатором пролетах задано беспровесное положение контактного провода. Прототипы фиксатора со скользящими струнами и двойного гибкого фиксатора, характеристики которых были исследованы в ходе эксперимента, приведены соответственно на рис. 6 и 7.

На рис. 8а показана фиксаторная стойка для предлагаемых фиксаторов (без защитного кожуха), на рис. 8б — прототип фиксатора со скользящими струнами в сборе на основном стержне фиксатора.

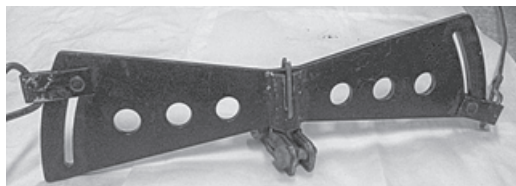


Рис. 6. Фиксатор со скользящими струнами (прототип)



Рис. 7. Фиксатор двойной гибкий (прототип)

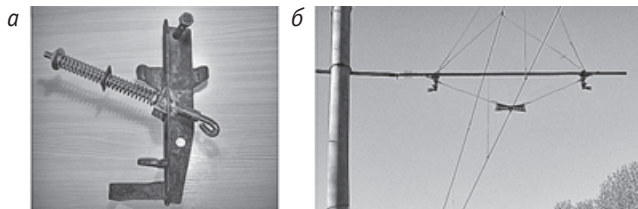


Рис. 8. Опытные образцы новых конструкций:

а — фиксаторная стойка; б — фиксатор со скользящими струнами, установленный на основной стержень

Эксперимент проводился следующим образом. Нажатие токоприемника на контактный провод и воздействие ветровой нагрузки на фиксаторный узел имитировались по схеме, приведенной на рис. 9.

При подъеме контактного провода с шагом 5 мм фиксировались значения подъемной силы и угла наклона контактного провода. Угол наклона измерялся при помощи электронного уровня Ada Pro Digit Micro #A00335 точностью измерений $0,02^\circ$.

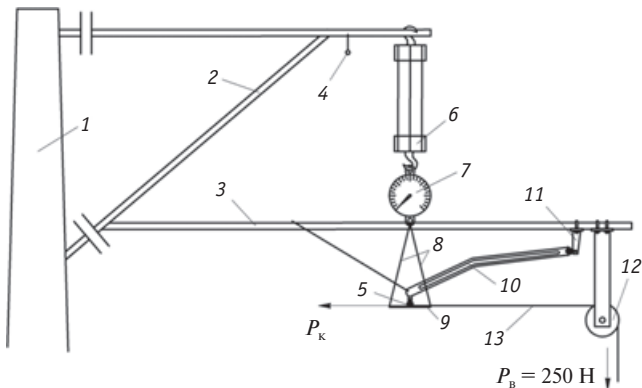


Рис. 9. Схема имитации нажатия токоприемника и ветровой нагрузки:

1 — стойка опоры; 2 — консоль; 3 — основной стержень фиксатора; 4 — несущий трос; 5 — контактный провод; 6 — блоки-полиэластики; 7 — динамометр; 8 — тросики; 9 — металлическая пластина (имитатор полоза); 10 — дополнительный стержень фиксатора КС-109; 11 — стойка; 12 — неподвижный блок; 13 — веревка

На рис. 10–12 приведены полученные в ходе эксперимента диаграммы зависимости силы нажатия токоприемника $P_{\text{ткп}}$, угла поворота контактного провода $\Delta\alpha$ и эластичности контактного провода $\eta = \Delta H/P$ в точке фиксации от высоты подъема контактного провода. Поскольку фиксатор со скользящими струнами показал низкую эксплуатационную надежность, рассматривать его в дальнейшем не представляется целесообразным, поэтому на графиках показаны результаты только для типового фиксатора с ветровой струной и для двойного гибкого фиксатора.

Аппроксимация выполнена методом наименьших квадратов в Statsoft STATISTICA 6.

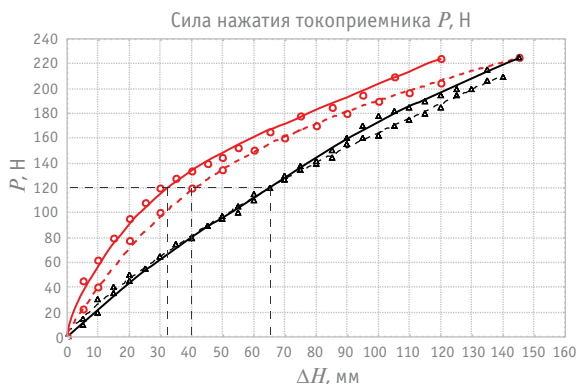


Рис. 10. Диаграмма зависимости силы нажатия токоприемника от высоты подъема контактного провода:

штриховая линия — ветровая нагрузка отсутствует; сплошная линия — при $P_v = 250$ Н; \circ — фиксатор типовой КС-109; \triangle — фиксатор двойной гибкий

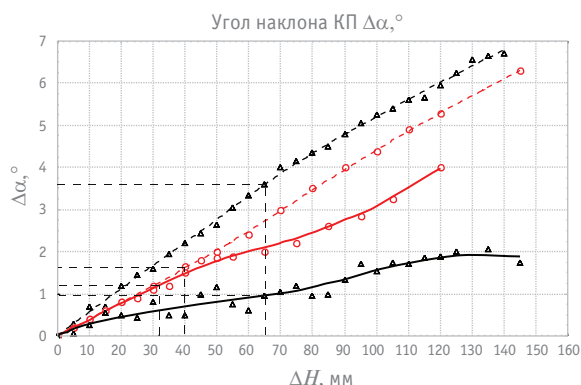


Рис. 11. Диаграмма зависимости угла наклона контактного провода от высоты его подъема:
штриховая линия — ветровая нагрузка отсутствует;
сплошная линия — при $P_{\text{в}} = 250$ Н;
—○— фиксатор типовой КС-109;
—△— фиксатор двойной гибкий

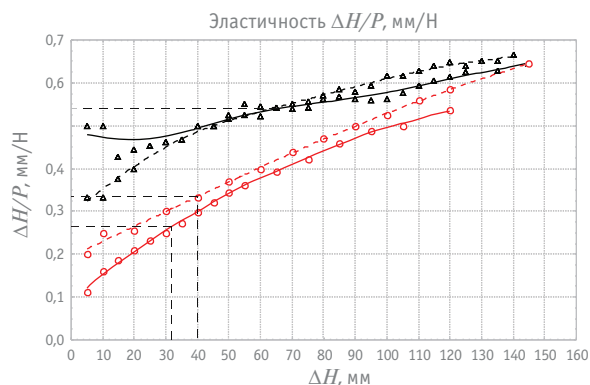


Рис. 12. Диаграмма зависимости эластичности контактной подвески в точке фиксации от высоты подъема контактного провода:
штриховая линия — ветровая нагрузка отсутствует;
сплошная линия — при $P_{\text{в}} = 250$ Н;
—○— фиксатор типовой КС-109;
—△— фиксатор двойной гибкий

Как видно из диаграмм, для силы нажатия токоприемника $P_{\text{ткп}} = 120$ Н эластичность типового фиксатора при воздействии ветровой нагрузки составляет $\eta \approx 0,26$ мм/Н, без ветровой нагрузки $\eta \approx 0,33$ мм/Н, а для предлагаемого двойного гибкого фиксатора при обоих режимах $\eta \approx 0,54$ мм/Н.

Для двойного гибкого фиксатора допустимый угол отклонения составляет 22° . Поскольку зависимость (см. рис. 11) является практически линейной, такой угол будет наблюдаться при значении $\Delta H \approx 450$ мм, которое больше нормативного [10] в 1,8 раза. Следовательно, запас прочности по этому показателю имеется.

ВЫВОДЫ

1. Предлагаемая конструкция двойного гибкого фиксатора позволяет добиться значительного повышения эластичности контактной подвески в подпорной зоне и, следовательно, выравнивания ее в пролете без увеличения натяжения проводов. Это говорит о целесообразности применения двойного гибкого фиксатора в качестве фиксирующего узла контактной подвески скоростных железных дорог.

2. При появлении ветровой нагрузки, направленной в сторону зигзага контактного провода, характеристики двойного гибкого фиксатора улучшаются. Для типового фиксатора наблюдается противоположная картина. Следовательно, оправданным является также применение двойного гибкого фиксатора на участках с явно выраженной розой ветров.

3. Угол отклонения контактного провода для двойного гибкого фиксатора в значительной степени зависит от режима работы пружин и от конфигурации детали крепления струн к зажиму КС-049. Точка крепления струн к зажиму должна быть расположена как можно ближе к центру тяжести контактного провода на линии приложения силы реакции струны. Для снижения угла поворота контактного провода нужно уменьшить длину петли до предельного значения, а параметры пружин следует выбирать исходя из климатических условий и особенностей местности для каждого анкерного участка.

4. Защитный кожух для пружин двойного гибкого фиксатора можно выполнить в виде пневматического демпфера для рассеивания энергии колебаний контактной подвески.

Литература

1. Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года / утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 17.06.08 № 877-р [Электронный ресурс]. URL: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?STRUCTURE_ID=704&layer_id=5104&id=3997 (дата обращения: 22.11.2014).
2. Мишарин А. У страны есть опыт и компетенции // Саморегулирование и бизнес. 2014. № 4 (48). С. 26–29.
3. Вологин В. А., Беляев И. А. Взаимодействие токоприемников и контактной сети. М. : Транспорт, 1983. 191 с.
4. Кудряшов Е. В. Совершенствование механических расчетов контактных подвесок на основе статических конечноэлементных моделей : автореф. дис. ... канд. техн. наук. СПб. : ПГУПС, 2010. 16 с.

References

1. Strategiya razvitiya zheleznodorozhnogo transporta v Rossiyskoy Federatsii do 2030 goda / utv. rasporyazheniem Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 17.06.08 № 877-r [Strategy for Developing Rail Transport in the Russian Federation up to 2030 / ratified by Resolution of the Federal Government of 17.06.08 No. 877-r]. [Electronic resource]. URL: http://doc.rzd.ru/doc/public/ru?STRUCTURE_ID=704&layer_id=5104&id=3997 (date accessed: 22.11.2014).
2. Misharin A. U strany est opyt i kompetentsii [The country has experience and competences] // Samoregulirovanie i biznes. 2014. № 4 (48). S. 26–29.
3. Vologin V. A., Belyaev I. A. Vzaimodeystvie tokopriemnikov i kontaktnoy seti [Interaction of pantographs in contact network]. M. : Transport, 1983. 191 s.
4. Kudryashov E. V. Sovershenstvovanie mekhanicheskikh raschetov kontaktnykh podvesok na osnove staticheskikh konechnoelementnykh modeley : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Improving of mechanical analysis of catenary based on static finite element models : abstract of PhD in Engineering Thesis]. SPb. : PGUPS, 2010. 16 s.

5. Контактная сеть и воздушные линии : нормативно-методическая документация по эксплуатации контактной сети и высоковольтным воздушным линиям / Департамент электрификации и электроснабжения МПС РФ. М. : Трансиздат, 2001. 512 с.
 6. Фрайфельд А. В., Брод Г. Н. Проектирование контактной сети. 3-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 1991. 335 с.
 7. Кудряшов Е. В. Разработка контактной сети для высокоскоростного движения на основе методов математического моделирования // Матер. шестого междунар. симп. «Электрификация и развитие инфраструктуры энергообеспечения тяги поездов на железнодорожном транспорте» («Элтранс-2011»). СПб. : ПГУПС, 2013. С. 215–226.
 8. Михеев В. П. Контактные сети и линии электропередачи : учебник для вузов ж.-д. трансп. М. : Маршрут, 2003. 416 с.
 9. ГОСТ 2584-86. Провода контактные из меди и ее сплавов. Технические условия. М. : Изд-во стандартов, 1986. 11 с.
 10. ЦЭ-868. Правила устройства и технической эксплуатации контактной сети электрифицированных железных дорог / утв. Департаментом электрификации и электроснабжения МПС Российской Федерации 11.12.01. М. : Трансиздат, 2002. 151 с.
5. Kontaktnaya set i vozdushnye linii : normativno-metodicheskaya dokumentatsiya po ekspluatatsii kontaktnoy seti i vysokovoltnym vozdushnym liniyam [Catenary system and overhead lines : normative and methodological references concerning operation of catenary system and high-voltage overhead lines] / Departament elektrifikatsii i elektrosnabzheniya MPS RF. M. : Transizdat, 2001. 512 s.
 6. Frayfeld A. V., Brod G. N. Proektirovanie kontaktnoy seti. 3-e izd., pererab. i dop. [Catenary design. 3rd ed., revised and enlarged]. M. : Transport, 1991. 335 s.
 7. Kudryashov E. V. Razrabotka kontaktnoy seti dlya vysokoskorostnogo dvizheniya na osnove metodov matematicheskogo modelirovaniya [Development of catenary system for high-speed traffic using mathematical modeling methods] // Mater. shestogo mezhdunar. simp. «Elektrifikatsiya i razvitie infrastruktury energoobespecheniya tyagi poezdov na zheleznodorozhnom transporte» («Eltrans-2011»). SPb. : PGUPS, 2013. S. 215–226.
 8. Mikheev V. P. Kontaktnye seti i linii elektroperedachi : uchebnik dlya vuzov zh.-d. transp. [Catenary systems and power lines : a textbook for railway universities]. M. : Marshrut, 2003. 416 s.
 9. GOST 2584-86. Provoda kontaktnye iz medi i ee splavov. Tekhnicheskie usloviya [Contact wires made of copper and copper alloys. Specifications]. M. : Izd-vo standartov, 1986. 11 s.
 10. TsE-868. Pravila ustroystva i tekhnicheskoy ekspluatatsii kontaktnoy seti elektrifitsirovannykh zheleznykh dorog / utv. Departamentom elektrifikatsii i elektosnabzheniya MPS Rossiyskoy Federatsii 11.12.01 [Rules for the construction and maintenance of catenary system of electrified railways / approved by Department of Electrification and Power Supply of the Ministry of Railways of the Russian Federation on 11.12.01]. M. : Transizdat, 2002. 151 s.

УДК 629.4.064.5

Михаил Юрьевич Пустоветов, кандидат технических наук, доцент, директор Научно-исследовательского и испытательного центра «Криотрансэнерго» (НИИЦ «Криотрансэнерго») Ростовского государственного университета путей сообщения (РГУПС), Ростов-на-Дону

КОМПЬЮТЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЯ СОБСТВЕННЫХ НУЖД ЭЛЕКТРОВОЗА: РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ И ОБРАТНОЙ ЗАДАЧ

UDC 629.4.064.5

Mikhail Yuriyevich Pustovetov, PhD in Engineering, Associate Professor, Director of the Research and Test Center Kriotransenergo, Rostov State Transport University (RSTU), Rostov-on-Don

Computer simulation of electric locomotive auxiliary converter: forward and inverse solutions

Аннотация

В статье рассматривается вариант преобразователя собственных нужд — вторичный источник электропитания (ВИЭ) вспомогательных нужд магистрального электровоза постоянного тока — в фокусе проблемы обеспечения его «мягкой» коммутации. Сделан вывод о недостаточности пассивных средств (выбора параметров выходного фильтра выпрямителя преобразователя собственных нужд) для обеспечения «мягкой» коммутации в случае изменчивости входного напряжения и необходимости стабилизации напряжения на нагрузке.

Ключевые слова: компьютерное моделирование, вторичный источник электропитания, преобразователь собственных нужд электровоза, «мягкая» коммутация, форма сигнала, параметры фильтра.

Summary

The article discusses a specific auxiliary converter — secondary power source of mainline DC electric locomotive — and focuses on the problem of ensuring its «soft» switching. It has been concluded that passive methods (selecting parameters of the output rectifier filter of auxiliary converter) are not sufficient to provide «soft» switching in case of variation of input voltage and the need to stabilize voltage at load.

Keywords: computer simulation, secondary power supply, auxiliary converter of electric locomotive, «soft» switching, waveform, filter parameters.

Вторичный источник электропитания (ВИЭ) — это устройство, предназначенное для обеспечения питания электроприемника электрической энергией с определенными характеристиками путем преобразования энергии других источников питания. Кроме выполнения функционального назначения, целесообразно, если ВИЭ будет энергоэффективным устройством. Это важно, так как зачастую в ВИЭ производится многократное преобразование электрической энергии, и особенно важно, если ВИЭ обладает относительно большой мощностью, как в случае преобразователя собственных нужд магистрального электровоза.

Постоянное напряжение контактной сети, питающей электровоз, может изменяться в пределах 2–4 кВ [1]. Емкостным делителем это напряжение делится пополам. К каждой половине присоединяется ячейка ВИЭ (электрическая принципиальная схема ее силовой части показана на рис. 1), где высокое постоянное напряжение $U_d = 1-2$ кВ подается на вход емкостного делителя $C1$ и $C2$, образующего с вертикальной парой IGBT-транзисторов $VT1$ и $VT2$ мост, в диагональ которого включена первичная обмотка разделительного однофазного трансформатора. Каждый транзистор шунтирован встречно-параллельным диодом ($VD1$ и $VD2$). Таким образом, транзисторы, диоды и конденсаторы в совокупности образуют однофазный автономный инвертор напряжения, собранный по полумостовой схеме. Вторичная обмотка трансформатора $Tr1$ нагружена на диодный выпрямитель, собранный по однофазной мостовой схеме (диоды $VD3-VD6$), который, в свою очередь, нагружен на выходной Г-образный LC-фильтр, образованный L_Φ и $C_{\Phi r}$, стабилизирующий постоянное напряжение на нагрузке $U_{load} = 660$ В. Роль нагрузки на рис. 1 выполняет резистор r_{load} , номинальная мощность нагрузки 100 кВт. На электровозе в качестве нагрузки используются, например, трехфазные автономные инверторы напряжения, питающие асинхронные двигатели мотор-вентиляторов и мотор-компрессоров [2].

Полупроводниковые приборы инвертора и выпрямителя защищены от коммутационных перенапряжений RC-цепочками с использованием дельта-конденсаторов. Выводы вторичных обмоток однофазных трансформаторов ячеек ВИЭ могут быть соединены последовательно или параллельно при работе на общий выпрямитель. Или каждая ячейка ВИЭ может питать отдельный выпрямитель. Ввиду особенностей построения схемы ВИЭ первичная обмотка разделительного трансформатора питается напряжением в форме меандра или меандра с площадью (в зависимости от коэффициента заполнения импульса напряжения γ): при заданной частоте напряжения (900 Гц) регулируется длительность прямоугольного моноимпульса на полупериоде, что является инструментом стабилизации U_{load} .

Выяснилось, что величина индуктивности дросселя выходного фильтра L_ϕ значительно влияет на форму токов и напряжений в обмотках трансформатора, искажая форму меандров напряжения на обмотках трансформатора колебательными процессами. При удалении из схемы L_ϕ искажения напряжения исчезали, а ток через транзистор приобретал классическую треугольную форму, что подтверждено как компьютерным моделированием, так и физическими испытаниями на стенде. Но удаление L_ϕ из состава фильтра нецелесообразно. Кроме того, возникла идея использовать резонансные свойства выходного фильтра, введя в его состав емкость C_ϕ (см. рис. 1), для деформирования формы тока через транзисторы инвертора таким образом, чтобы осуществлять их «мягкую» коммутацию, а именно коммутацию при значениях тока, близких к нулю (т. е. использовать для «мягкой» коммутации лишь пассивные средства). Одновременно ток в обмотках трансформатора становится практически синусоидальным.

Следствием этого стало бы снижение динамических потерь в инверторе (потерь на переключение в полупроводниковых вентилях) и потерь от высших гармоник в трансформаторе.

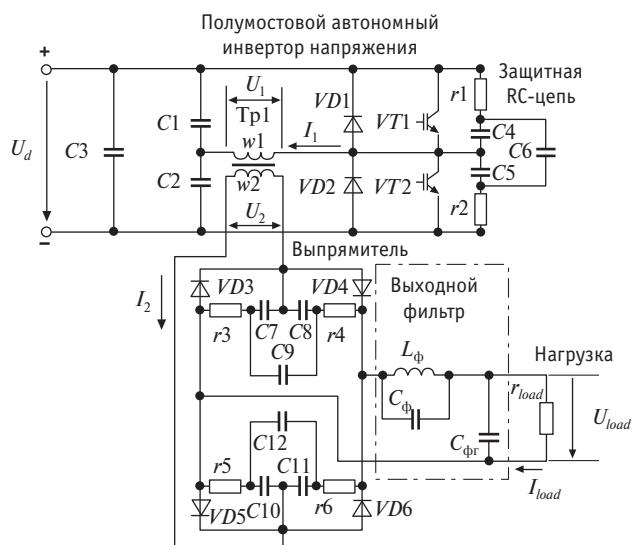


Рис. 1. Схема электрическая принципиальная силовой части ячейки ВИЭ

РЕШЕНИЕ ПРЯМОЙ ЗАДАЧИ

Была поставлена задача рассчитать параметры выходного фильтра, позволяющие реализовать «мягкую» коммутацию, — это прямая задача моделирования. Компьютерная модель была построена в среде OrCAD [3], математическая модель однофазного трансформатора с учетом потерь в стали и нелинейности кривой намагничивания соответствует описанной в [4]. На рис. 2 показана полученная в результате вычислительных экспериментов на компьютерной модели (было принято $C_{фг} = 643$ мкФ) зависимость сочетаний параметров резонансного контура L_ϕ , C_ϕ выходного фильтра (в том числе резонансная частота $f_{рез}$), позволяющих достичь тока в первичной обмотке трансформатора, близкого к синусоидальному.

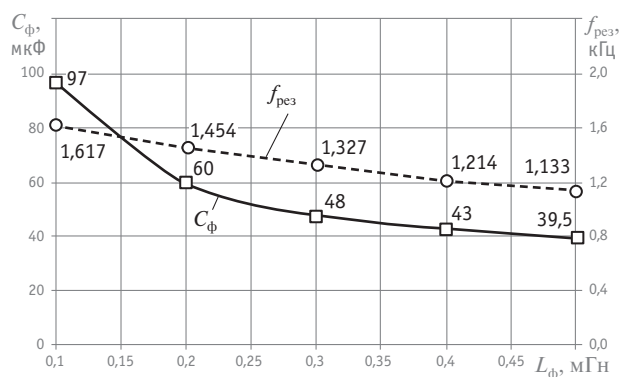


Рис. 2. Соотношения для L_ϕ и C_ϕ выходного фильтра, полученные в результате компьютерного моделирования (параметры резонансного выходного фильтра при настройке на коммутацию тока через транзистор при минимальном значении)

К сожалению, приходится констатировать, что варьированием параметров выходного фильтра не удается добиться полностью синусоидального тока в обмотках трансформатора и нулевого значения тока через транзистор в момент его коммутации. Также оказалось, что при изменении γ и фиксированных параметрах фильтра не удается удерживать эффект синусоидальности тока через первичную обмотку трансформатора — постепенно с уменьшением γ он приближается по форме к треугольному.

Чтобы выяснить влияние резонансного контура в выходном фильтре при различных коэффициентах заполнения импульса выходного напряжения на токи и напряжения в первичной обмотке разделительного трансформатора (I_1 , U_1), во вторичной обмотке (I_2 , U_2) и нагрузке (I_{load} , U_{load}), также были проведены вычислительные эксперименты на компьютерной модели при фиксированном значении напряжения на входе схемы. Результаты представлены на рис. 3. Они говорят о существенной нелинейности регулировочных характеристик ячейки ВИЭ, наиболее явно проявляющейся как раз в зоне наиболее часто используемых значений $\gamma = 0,5-1,0$. Причем наибольшие значения токов и напряжений достигаются не при $\gamma = 1$.

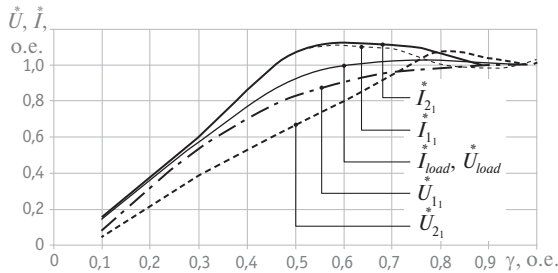


Рис. 3. Регулировочные характеристики ячейки ВИЭ при $L_{\phi} = 0,1$ мГн, $C_{\text{фр}} = 643$ мкФ, C_{ϕ} в соответствии с рис. 2 и неизменном напряжении U_d (зависимости относительных напряжений и токов ячейки ВИЭ от γ : для выпрямленных сигналов — постоянная составляющая, для переменных — первая гармоника)

РЕШЕНИЕ ОБРАТНОЙ ЗАДАЧИ

После получения результатов, приведенных выше, была поставлена обратная задача компьютерного моделирования: при заданных параметрах выходного фильтра определить, какой должна быть форма напряжения на первичной обмотке трансформатора, чтобы обеспечить синусоидальный ток в ней и нулевое значение тока через транзистор в момент его коммутации. Для этого в цепь первичной обмотки трансформатора в схеме компьютерной модели был введен источник синусоидального тока (другой пример ввода в цепь обмотки трансформатора источника тока известной формы для выяснения формы напряжения описан в [5]). Результат моделирования (при $L_{\phi} = 0,5$ мГн, $C_{\phi} = 39,5$ мкФ, $C_{\text{фр}} = 643$ мкФ) показан на рис. 4.

При протекании в первичной обмотке трансформатора синусоидального тока и условии, что ток через каждый транзистор полумостового инвертора является полупериодом тока в первичной обмотке, получена форма напряжения, напоминающая меандр, модулированный по амплитуде синусоидой с ча-

стойкой выше основной. Иными словами, результат моделирования свидетельствует, что форма напряжения в виде меандра или меандра с паузой не способна обеспечить в исследуемой схеме ВИЭ протекание синусоидального тока в первичной обмотке трансформатора. Анализ формы кривой (см. рис. 4) наводит на мысль о необходимости широтно-импульсного регулирования напряжения первичной обмотки трансформатора с использованием в ней обратной связи по току.

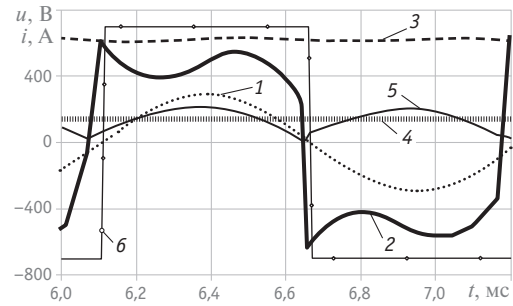


Рис. 4. Результат компьютерного моделирования напряжения первичной обмотки трансформатора при навязанном синусоидальном токе в ней:

1 — навязанный синусоидальный ток i_1 ; 2 — напряжение u_i ; 3 — напряжение u_d ; 4 — ток i_i ; 5 — ток на выходе выпрямителя (на входе фильтра); 6 — модельное напряжение управления транзистором VT2 (амплитуда увеличена)

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, в ходе компьютерного моделирования решение прямой и обратной задач показало, что добиться эффекта «мягкой» коммутации (а значит, и высокой энергоэффективности ВИЭ) в условиях изменчивости U_d и необходимости стабилизации U_{load} посредством использования только пассивных средств не представляется возможным.

Литература

1. Котельников А. В. Основные требования к системам и устройствам тягового электроснабжения скоростных и высокоскоростных магистралей // Новое в хозяйстве электроснабжения : сб. науч. трудов ВНИИЖТ / под ред. А. Б. Косарева. М. : Интекст, 2003. С. 16–22.
2. Рутштейн А. М. Система питания вспомогательных цепей магистрального электровоза постоянного тока от статического преобразователя // Вестник ВЭЛНИИ. 2005. Т. 2 (49). С. 128–141. ISSN 1816-1928.
3. Кеон Дж. Электронное моделирование в OrCAD (+DVD). М. : ДМК Пресс, 2010. 628 с.
4. Пустоветов М. Ю., Солтус К. П., Синявский И. В. Компьютерное моделирование асинхронных двигателей и трансформаторов. Примеры взаимодействия с силовыми электронными преобразователями. Saarbrücken : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 209 с. [Электронный ресурс]. URL: http://rgups.ru/books/komputernoe_modelirovanie_asinhronnyh_dvigateli_i_transformatorov.pdf (дата обращения: 12.12.2013).
5. Пустоветов М. Ю., Солтус К. П. Анализ потерь тягового трансформатора при параллельной работе четырехквadrантных преобразователей // Известия вузов. Сер. Электромеханика. 2009. № 5. С. 47–52. ISSN 0136-3360.

References

1. Kotelnikov A. V. Osnovnye trebovaniya k sistemam i ustroystvam tyagovogo elektrosnabzheniya skorostnykh i vysokoskorostnykh magistraley [Basic requirements for traction power supply systems and devices in high-speed and ultra high-speed lines] // Novoe v khozyaystve elektrosnabzheniya : sb. nauch. trudov VNIIZhT / pod red. A. B. Kosareva. M. : Intekst, 2003. S. 16–22.
2. Rutshteyn A. M. Sistema pitaniya vspomogatelnykh tsepey magistralnogo elektrovoza postoyannogo toka ot staticheskogo preobrazovatelya [Auxiliary circuits power supply system with static converter in mainline DC electric locomotive] // Vestnik VEINII. 2005. T. 2 (49). S. 128–141. ISSN 1816-1928.
3. Keoun Dzh. Elektronnoe modelirovanie v OrCAD (+DVD) [Electronic simulation in OrCAD (+DVD)]. M. : DMK Press, 2010. 628 s.
4. Pustovetov M. Yu., Soltus K. P., Sinyavskiy I. V. Kompyuternoe modelirovanie asinhronnykh dvigateley i transformatorov. Primery vzaimodeystviya s silovymi elektronnyimi preobrazovatelyami [Computer simulation of asynchronous motors and transformers. Examples of interaction with power electronic converters]. Saarbrücken : LAP LAMBERT Academic Publishing, 2013. 209 s. [Electronic resource]. URL: http://rgups.ru/books/komputernoe_modelirovanie_asinhronnyh_dvigateli_i_transformatorov.pdf (date accessed: 12.12.2013).
5. Pustovetov M. Yu., Soltus K. P. Analiz poter tyagovogo transformatora pri parallelnoy rabote chetyrekhkvadrantnykh preobrazovatelya [Analysis of traction transformer losses in parallel operation of four-quadrant converters] // Izvestiya vuzov. Ser. Elektromekhanika. 2009. № 5. S. 47–52. ISSN 0136-3360.

УДК 629.423.33

Денис Александрович Ефимов, старший преподаватель кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНТАКТНОЙ ПАРЫ «ТОКОПРИЕМНИК — КОНТАКТНЫЙ ПРОВОД»

UDC 629.423.33

Denis Alexandrovich Efimov, Senior Lecturer, Department of Transport Power Supply, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Determining parameters of «pantograph — contact wire» contact pair

Аннотация

В статье приведены результаты исследования зависимости сопротивления контактной пары «графитовая токосъемная пластина — контактный провод». Получен закон регулирования нажатия токоприемника, позволяющий оптимизировать рассеивание энергии и износ в контактной паре.

Ключевые слова: износ, контактный провод, регулирование силы нажатия токоприемника, скользящая пара трения, сопротивление контактной пары, энергия.

Summary

The paper presents the studying results of dependence of «graphite pantograph plate — contact wire» contact pair resistance. A regularity of pantograph pressing force adjustment has been obtained, allowing to optimize energy dissipation and wear in the contact pair.

Keywords: wear, contact wire, pantograph pressing force adjustment, sliding friction pair, resistance of contact pair, energy.

Вопросы создания токоприемника с регулируемым нажатием были рассмотрены нами в работе [1], где показано, что один из основных показателей качества токосъема — износ в сильноточном скользящем контакте — зависит от энергии, рассеиваемой в нем.

При движении токоприемника точка контакта постоянно перемещается. Для описания процессов, происходящих при этом перемещении, разобьем контактный провод на небольшие элементы (далее — ЭКП). Длину ЭКП целесообразно выбрать равной ширине токосъемной пластины токоприемника.

Определим энергию, выделяемую в контактной паре «токосъемная пластина — ЭКП» (далее — контактная пара),

$$W = W_M + W_3, \quad (1)$$

где W_M — механическая составляющая выделяемой в контактной паре энергии, Дж;

W_3 — электрическая составляющая выделяемой в контактной паре энергии, Дж.

$$W_M = \mu FVt, \quad (2)$$

где μ — коэффициент трения, его значение для медного контактного провода и графитовой токосъемной пластины можно принять 0,2 [2];

F — контактное нажатие, Н;

V — скорость движения токосъемной пластины, м/с;

t — время прохождения тока через контактную пару, с.

$$W_3 = I^2rt, \quad (3)$$

где r — сопротивление контактной пары, Ом.

Для определения времени взаимодействия контактной пары t рассмотрим движение токосъемной пластины со скоростью V по контактному проводу (рис. 1). Примем допущение, что ток через токосъемную пластину и скорость ее движения не изменяются за время прохождения ею рассматриваемого

ЭКП (на рис. 1 — под номером 4). В нижней части рис. 1 показан график тока, протекающего через контактную пару. Этот ток изображен в функции координаты положения центра токосъемной пластины. Как видно из расчетной схемы, во время движения токосъемной пластины от точки x_1 до точки x_3 ток через ЭКП линейно возрастает и в точке x_3 достигает полного тока через токосъемную пластину $I_{пл}$, а во время движения от точки x_3 до точки x_5 — снижается до нуля. Для упрощения расчетов можно заменить фактический ток ЭКП эквивалентным током. Очевидно, что количество электричества, прошедшего через ЭКП, будет в данном случае таким же, как и при прохождении реального тока. При этом ток токосъемной пластины переместится скачком с текущего ЭКП на следующий по достижении центра токосъемной пластины середины следующего элемента.

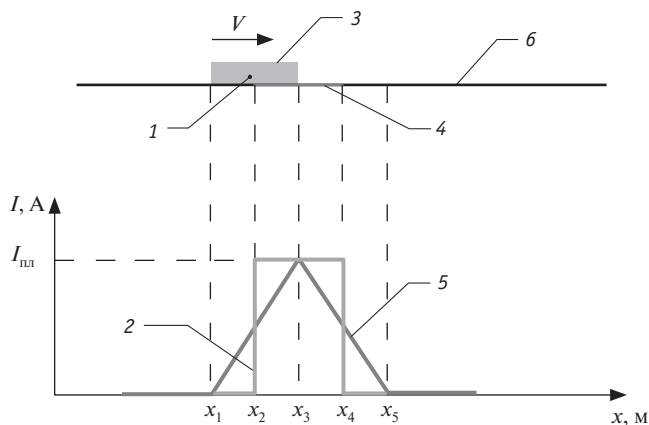


Рис. 1. Расчетная схема для определения тока через ЭКП:

- 1 — центр токосъемной пластины; 2 — эквивалентный ток через ЭКП;
- 3 — токосъемная пластина; 4 — рассматриваемый ЭКП;
- 5 — ток через ЭКП; 6 — контактный провод

Исходя из вышесказанного можно рассчитать время взаимодействия ЭКП с токосъемной пластиной как

$$t = \frac{S_{\delta}}{V}, \quad (4)$$

где S_{δ} — ширина токосъемной пластины, м;

V — скорость движения токосъемной пластины, м/с.

Количество электричества, прошедшее за это время через ЭКП, можно определить как функцию тока и скорости движения токосъемной пластины:

$$Q = It = I_{пл} \frac{S_{\delta}}{V}, \quad (5)$$

где $I_{пл}$ — ток через токосъемную пластину, А.

Из формулы (4) видно, что время взаимодействия контактной пары незначительно, например, при скорости 60 км/ч и ширине токосъемной пластины 0,04 м оно составит 2,4 мс. Так как существует зависимость между сопротивлением контакта, величиной и временем прохождения через него электрического

тока, т. е. прошедшего через него количества электричества [3], целесообразно определить сопротивление контактной пары при соответствующем времени протекания через нее электрического тока. Обычно же сопротивление контактной пары измеряется при длительном прохождении через нее тока [4].

Определение электрического сопротивления сильноточной контактной пары в движении со скоростью электроваза — сложная задача. Поэтому на кафедре «Электроснабжение транспорта» УрГУПС была разработана и изготовлена установка (рис. 2) для определения сопротивления контактной пары в статике [5]. В ней реализован подход, при котором время протекания тока через контактную пару соизмеримо со временем взаимодействия контактной пары при движении.

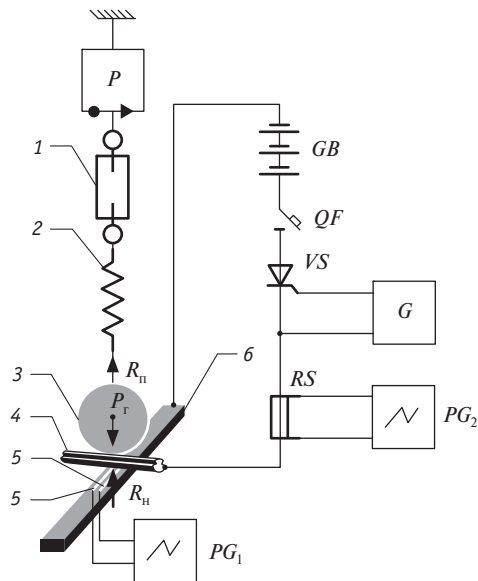


Рис. 2. Структурная схема экспериментальной установки:

- 1 — талреп; 2 — пружина; 3 — груз весом 70 Н;
- 4 — контактный провод МФ-100; 5 — измерительные щупы;
- 6 — токосъемная пластина; G — генератор сигналов Гб-28;
- GB — батарея аккумуляторная 36 В; P — динамометр электронный АЦДУ-0,5 И-1; PG_1, PG_2 — осциллографы GDS-2102; QF — выключатель автоматический; RS — шунт измерительный 75 мВ, 300 А; VS — тиристор Т-500

Контактное нажатие в установке задается при помощи груза, подвешенного на пружине. При полностью сжатой пружине сила тяжести груза P_r действует на верхнюю часть контактного провода и передается к контактной паре. Стягивая талреп и тем самым растягивая пружину, мы можем регулировать контактное нажатие в пределах от нуля до величины веса груза, при этом нажатие в контактной паре можно определить как

$$R_{н} = P_r - R_{п}, \quad (6)$$

где $R_{п}$ — сила растяжения пружины, Н.

Сила растяжения пружины регулируется по показаниям динамометра при помощи талрепа. Ток через контактную пару задается аккумуляторной батареей, «минус» которой подключен к токосъемной пластине, а «плюс» через автоматический

выключатель, тиристор и измерительный шунт — к контактному проводу. Генератор сигналов формирует запускающий импульс, который подается на управляющий электрод тиристора. После этого через контактную пару начинает протекать ток, величина которого определяется сопротивлением цепи протекания тока. Значение тока через контактную пару регистрируется цифровым осциллографом с памятью. Для измерения напряжения на контактной паре были изготовлены специальные измерительные щупы, которые представляют собой стальные полоски толщиной 0,1 мм. Одна из плоскостей измерительного щупа была изолирована пластиком. Напряжение на контактной паре также регистрируется осциллографом. Длительность протекания тока определяется временем срабатывания защиты автоматического выключателя.

На данной экспериментальной установке была исследована величина сопротивления контактной пары «контактный провод МФ-100 — графитовая токосъемная пластина» в зависимости от силы тока через контактную пару и величины контактного нажатия.

Так как замеряемое сопротивление контактной пары величина случайная, для увеличения точности измерений при каждом контактном нажатии было сделано по 10 замеров. На рис. 3 и 4 показаны усредненные кривые напряжения на контактной паре и тока через нее при различных нажатиях.

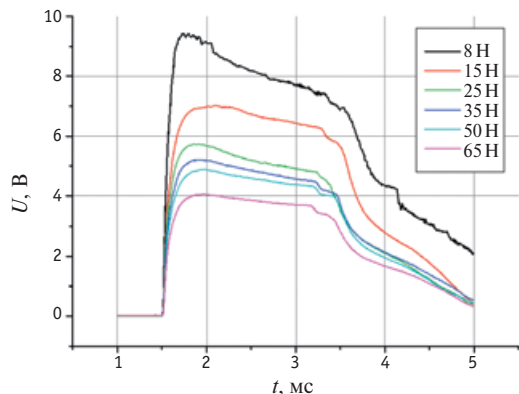


Рис. 3. Напряжение на контактной паре при различных нажатиях

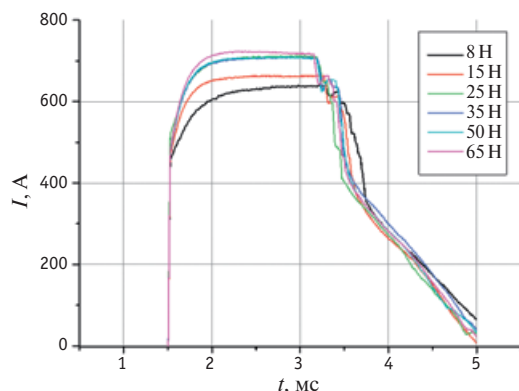


Рис. 4. Ток через контактную пару при различных нажатиях

По результатам замеров была получена зависимость сопротивления контактной пары в функции количества электричества, прошедшего через нее (рис. 5).

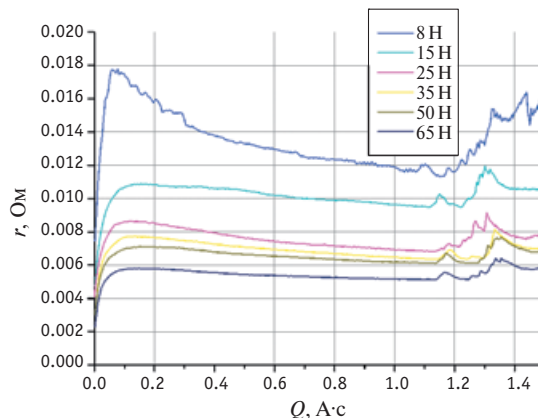


Рис. 5. Сопротивление контактной пары при различных нажатиях

Полученная зависимость сопротивления контактной пары от количества электричества и силы контактного нажатия была аппроксимирована квадратным многочленом при помощи пакета расширения MATLAB Surface Fitting Toolbox:

$$r = a_{00} + a_{10}F + a_{01}Q + a_{20}F^2 + a_{11}FQ + a_{02}Q^2. \quad (7)$$

Коэффициенты многочлена:

$$a_{00} = 0,01609; a_{10} = -0,0003335;$$

$$a_{01} = -0,002876; a_{20} = 2,836 \cdot 10^{-6};$$

$$a_{11} = 2,115 \cdot 10^{-5}; a_{02} = 0,0007028.$$

Критерии адекватности [6] говорят о достаточно высокой точности аппроксимации:

SSE (Sum of Squares Due to Error) — сумма квадратов ошибок: $2,325e-005$;

R-square — квадрат смешанной корреляции: 0,9345;

Adjusted R-square — уточненный R-квадрат: 0,9267;

RMSE (Root Mean Squared Error) — корень из среднего для квадрата ошибки: 0,000744.

С учетом (2), (3), (5) и (7) формулу (1) запишем в виде

$$W = \mu FS_s + \frac{S_s \left(\frac{QV}{S} \right)^2}{V} \times (a_{00} + a_{10}F + a_{01}Q + a_{20}F^2 + a_{11}FQ + a_{02}Q^2). \quad (8)$$

Для определения нажатия, соответствующего минимальной выделенной энергии в паре трения, возьмем частную производную от выражения (8) по F и приравняем ее к нулю:

$$\frac{d_F W}{dF} = \mu S_\delta + \frac{Q^2 V (a_{10} + 2a_{20} F + a_{11} Q)}{S} = 0. \quad (9)$$

Из выражения (9) выразим искомую силу нажатия

$$F = -\frac{1}{2} \frac{\mu S^2 + a_{10} Q^2 V + a_{11} Q^3 V}{a_{20} Q^2 V}.$$

Полученное нажатие удобно отобразить в виде семейства кривых (рис. 6).

Таким образом, в результате проведенных исследований были определены параметры контактной пары «контактный провод — графитовая токосъемная пластина», на основании которых получен закон регулирования нажатия токоприемника, позволяющий оптимизировать рассеивание энергии и износа в ней.

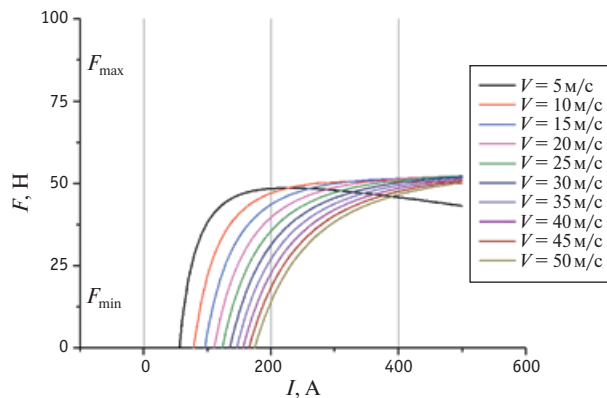


Рис. 6. Оптимальное нажатие токоприемника

Литература

1. Ефимов А. В., Ефимов Д. А., Паранин А. В. Оптимизация термодинамических процессов в паре трения «токоприемник — контактный провод» // Транспорт Урала. 2013. № 4 (39). С. 79–82. ISSN 1815-9400.
2. Берент В. Я. Материалы и свойства электрических контактов в устройствах железнодорожного транспорта. М. : Интекст, 2005. 408 с.
3. Хольм Р. Электрические контакты. М. : Иностранная литература, 1961. 464 с.
4. Biesenack H., Pintscher F. Kontakt zwischen Fahrdrabt und Schleifleiste—Ausgangspunkte zur Bestimmung des elektrischen Verschleißes // Elektrische Bahnen. 2005. № 3. S. 138–146.
5. Паранин А. В., Акиншин Н. А., Батрашов А. Б. Экспериментальное исследование работы электрического контакта «контактный провод — токосъемная пластина» в статическом положении // Транспорт Урала. 2013. № 4 (39). С. 93–96. ISSN 1815-9400.
6. Ануфриев И. Е. Curve Fitting Toolbox [Электронный ресурс]. URL: <http://matlab.exponenta.ru/curvefitting/index.php> (дата обращения: 28.11.2014).

References

1. Efimov A. V., Efimov D. A., Parinin A. V. Optimizatsiya termodinamicheskikh protsessov v pare treniya «tokopriemnik – kontaktniy provod» [Optimization of thermodynamic processes in the friction pair «pantograph – catenary wire»] // Transport Urala. 2013. № 4 (39). S. 79–82. ISSN 1815-9400.
2. Berent V. Ya. Materialy i svoystva elektricheskikh kontaktov v ustroystvakh zheleznodorozhnogo transporta [Materials and properties of the electrical contacts in railway transport devices]. M. : Intekst, 2005. 408 s.
3. Kholm R. Elektricheskie kontakty [Electrical contacts]. M. : Inostrannaya literatura, 1961. 464 s.
4. Biesenack H., Pintscher F. Kontakt zwischen Fahrdrabt und Schleifleiste—Ausgangspunkte zur Bestimmung des elektrischen Verschleißes // Elektrische Bahnen. 2005. № 3. S. 138–146.
5. Parinin A. V., Akinshin N. A., Batrashov A. B. Eksperimentalnoe issledovanie raboty elektricheskogo kontakta «kontaktniy provod – tokosyemnaya plastina» v staticheskom polozhenii [Experimental studies of operation of electrical contact «catenary wire – collecting plates» in static position] // Transport Urala. 2013. № 4 (39). S. 93–96. ISSN 1815-9400.
6. Anufriev I. E. Curve Fitting Toolbox [Electronic resource]. URL: <http://matlab.exponenta.ru/curvefitting/index.php> (date accessed: 28.11.2014).

УДК 629.423.1

Сергей Николаевич Заикин, аспирант кафедры «Электрическая тяга» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,
Олег Борисович Соколов, доктор физико-математических наук, профессор кафедры «Высшая и прикладная математика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ЛИНЕЙНОГО СИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПОЕЗДА С ЭЛЕКТРОДИНАМИЧЕСКИМ ПОДВЕСОМ

UDC 629.423.1

Sergey Nikolayevich Zaikin, graduate student, Department of Electric Traction, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,
Oleg Borisovich Sokolov, DSc in Physics and Mathematics, Professor, Department of Higher and Applied Mathematics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

Mathematical modeling of steady-state operation modes of linear synchronous motor for electrodynamic suspension train

Аннотация

Разработана математическая модель, позволяющая анализировать процессы устойчивости стационарного режима работы линейных синхронных двигателей поездов на магнитном электродинамическом подвесе. Оценивается влияние специфической зависимости общей силы сопротивления движению от скорости на способность линейного синхронного двигателя сохранять естественную устойчивость движения. В качестве инструмента для расчетов применяются численные методы программируемой вычислительной среды Mathcad. Для анализа устойчивости движения используются граничные траектории на фазовой плоскости. Предложен относительно простой способ построения областей устойчивости на фазовой плоскости. Проанализировано влияние коэффициента перегрузки синхронного двигателя на площадь зон устойчивости, получены зависимости основных параметров колебаний вагона от скорости.

Ключевые слова: магнитный электродинамический подвес, maglev, линейный синхронный двигатель, высокоскоростной наземный транспорт.

Summary

A mathematical model has been developed that analyzes the stability process of steady-state operation of linear synchronous motors in magnetic electrodynamic suspension trains. The influence of specific relation between total resistance force and velocity on the ability of a linear synchronous motor to maintain natural motion stability is studied. Numerical methods of programmable computing environment Mathcad are used as a tool for analysis. To analyze the stability of motion, boundary trajectories in phase plane are used. A relatively simple method for plotting stability regions in phase plane is proposed. The influence of synchronous motor load factor on the area of stability regions is analyzed, dependencies of the basic rail car oscillation parameters on the speed obtained.

Keywords: magnetic electrodynamic suspension, maglev, linear synchronous motor, high-speed ground transport.

В работе описана математическая модель линейного синхронного двигателя (ЛСД), на котором базируется тяговый электропривод высокоскоростных поездов с электродинамическим подвесом (ЭДП). Особенности такого двигателя — наличие сопротивления движению, включающего в себя электродинамическую и аэродинамическую составляющие, и мощные сверхпроводящие магниты (СПМ), позволяющие использовать относительно большие значения магнитного зазора (около 0,2 м).

Целью исследования является изучение границ областей естественной (без обратных связей) устойчивости стационарных режимов работы ЛСД высокоскоростных поездов на ЭДП в зависимости от заданных стартовых параметров — скорости и пространственного расположения поезда относительно путевой структуры.

В традиционных системах высокоскоростных поездов с ЭДП функции тяги и подвеса обеспечиваются отдельными, практически независимыми подсистемами тяги и левитации, что и будет принято в настоящем модельном рассмотрении. Здесь также принято приближение, что тяговая путевая обмотка создает в воздушном зазоре ЛСД синусоидальную волну магнитной индукции B_y (что при воздушном зазоре 0,2 м не является грубым допущением), причем она не изменяется по высоте Z ,

$$B_y(x, t) = B_{y0} \cdot \cos\left[\frac{2\pi}{\lambda}(x - v_{st} \cdot t)\right], \quad (1)$$

где $B_y(x, t)$ — магнитная индукция, создаваемая тяговой обмоткой в воздушном зазоре на расстоянии, соответствующем положению индукторов (рис. 1);

B_{y0} — амплитуда волны магнитной индукции;

λ — длина волны магнитной индукции (задается структурой и геометрией путевой обмотки);
 v_{st} — скорость волны магнитной индукции.

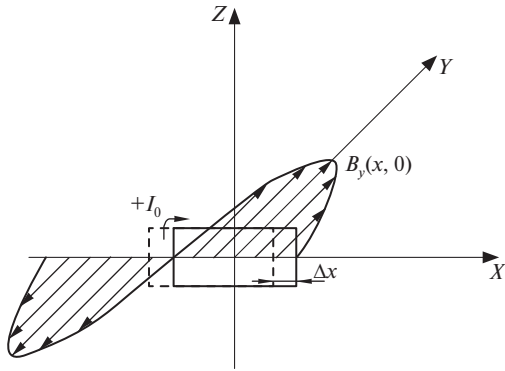


Рис. 1. Взаимное расположение индуктора и волн магнитной индукции при $t = 0$:

— индуктор при нулевом смещении относительно волн индукции; - - - - индуктор, смещенный на $\Delta x(0)$

Продолжим описание принятых упрощений. Ввиду незначительного влияния друг на друга индукторов с разных сторон поезда можно для расчетов устойчивости движения в плоскости XY сократить поперечный размер пути на ширину поезда и рассматривать движение одного индуктора на оси пути, а не двух индукторов с правой и левой стороны поезда.

Обсудим силы сопротивления движению. Кривая зависимости силы электродинамического сопротивления от скорости $F_{ed}(v)$ имеет форму, которая хорошо известна [1]. В [2] выполнен расчет средней силы для геометрии пути тест-линии Яма-наши (Япония) и получен результат, представленный на рис. 2 для одного индуктора.

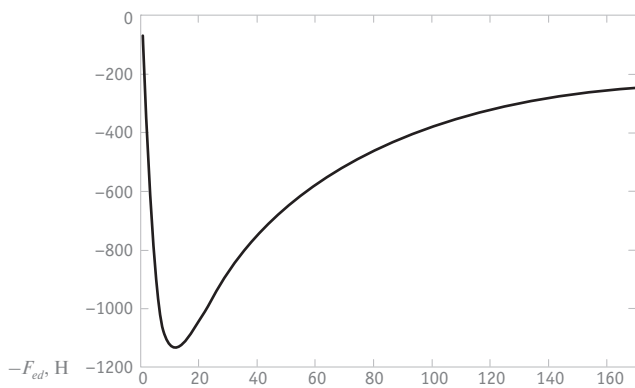


Рис. 2. Зависимость силы электродинамического сопротивления от скорости

Для силы аэродинамического сопротивления [3] используем следующую формулу:

$$F_a = -\gamma \cdot v^2, \quad (2)$$

где γ — коэффициент сопротивления движению, $\gamma = 1,752$.

Вклад аэродинамической и электродинамической составляющих в общее сопротивление движению в зависимости от скорости представлен на рис. 3.

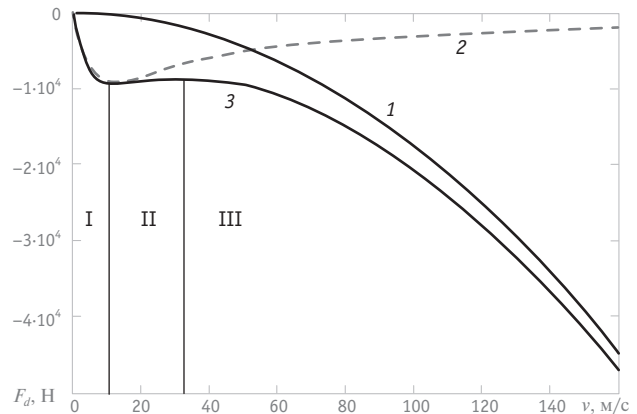


Рис. 3. Зависимость сопротивления движению от скорости:

1 — аэродинамическая составляющая; 2 — электродинамическая составляющая; 3 — общее сопротивление движению

Нестандартная для синхронных двигателей зависимость сопротивления от скорости требует дополнительного анализа процессов устойчивости стационарного движения, а также пуска и разгона ЛСД. Можно выделить три зоны на графике зависимости общего сопротивления движению от скорости, границы которых определяются положением точек экстремумов. Вклад электродинамической составляющей в общее сопротивление может меняться в соответствии с количеством индукторов в вагоне, геометрическими и электрическими параметрами индукторов и статорных обмоток. Кривая аэродинамического сопротивления, в свою очередь, зависит от формы вагона, определяющей показатели обтекаемости его воздушными потоками, так что значение $\gamma = 1,752$ используется нами просто как известная величина, задающая правильный порядок.

Опишем принятые в модели приближения, относящиеся к силе тяги. Не учитывается влияние индукторов друг на друга — как непосредственное, так и через токи, наведенные в путевой структуре. Считается, что ввиду высокой индуктивности сверхпроводящего индуктора ток в нем при расчете ЛСД можно принимать фиксированным (оценка пульсаций тока индуктора будет описана в следующей работе). Как выяснилось в процессе исследования, общую силу тяги, действующую на вагон с N индукторами, можно найти умножением силы тяги, действующей на один индуктор от одного борта, на число индукторов, что значительно ускоряет время расчета без существенной потери точности (менее 1%). Ниже, когда рассматривается движение, имеющее одну степень свободы в продольном направлении x , было принято такое приближение.

В случае когда продольный размер индуктора равен половине длины волны магнитной индукции, полную силу тяги, действующую на вагон в направлении x , можно найти удвоением силы, действующей на одну переднюю вертикальную стойку контура индуктора, и умножением результата на N :

$$F_m(t) = 2N \cdot I_0 \cdot d \cdot B_y \left[x(t) + \frac{\lambda}{4}, t \right], \quad (3)$$

где I_0 — ток индуктора;

d — вертикальный размер индуктора.

Уравнение движения для вагона, имеющего массу m и N индукторов, можно записать в виде

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} x(t) = 2 \cdot N \cdot I_0 \cdot d \cdot B_y \left[x(t) + \frac{\lambda}{4}, t \right] - \gamma \cdot \left[\frac{d}{dt} x(t) \right]^2 - N \cdot F_{ed} \left[\frac{d}{dt} x(t) \right], \quad (4)$$

где $\frac{d^2}{dt^2} x(t)$ — ускорение поезда;

$\frac{d}{dt} x(t)$ — скорость поезда $v(t)$;

$x(t)$ — координата центра индуктора.

Используя различные начальные данные $x(0) = x_0$, $x'(0) = v_0$, от которых зависит характер последующих колебаний, исследуем поведение ЛСД в области устойчивого движения, а также найдем точки срыва.

Основным инструментом для расчетов является программируемая вычислительная среда Mathcad. Уравнение решается численно с использованием функции *rkfixed* (метод Рунге — Кутты четвертого порядка с фиксированным шагом). Расчеты проводятся при следующих параметрах: $d = 0,5$ м, $\lambda = 1,8$ м, $I_0 = 7 \cdot 10^5$ А, $m = 4 \cdot 10^4$ кг, $N = 8$, $B_{y0} = 0,015$ Тл (значение амплитуды волны обсудим ниже).

Будем называть успешным входение в синхронизм ЛСД, при котором наблюдается картина колебаний скорости поезда с постепенно снижающейся (или постоянной) амплитудой (рис. 4).

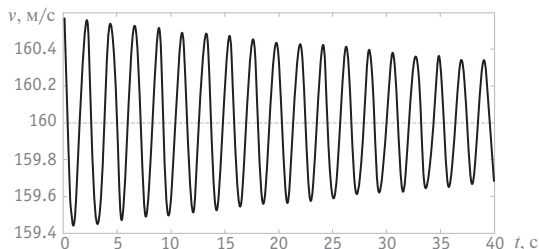


Рис. 4. Колебания скорости при входе в синхронизм ($v_{sr} = 160$ м/с)

Для описания колебательных процессов в синхронных двигателях удобно использовать траекторию на фазовой плоскости [4, 5]. Здесь по горизонтальной оси откладывается разница между стандартной (заданной) координатой волны $x_{sr}(t) = v_{sr} \cdot t$ и фактической координатой центра индуктора $\Delta x(t) = x_{sr}(t) - x(t)$, а по вертикальной оси — разница между стандартной и фактической скоростью $\Delta v(t) = v_{sr}(t) - v(t)$. Успешный вход в синхронизм на фазовой плоскости выглядит как спиральная кривая с уменьшающимся радиусом (рис. 5).

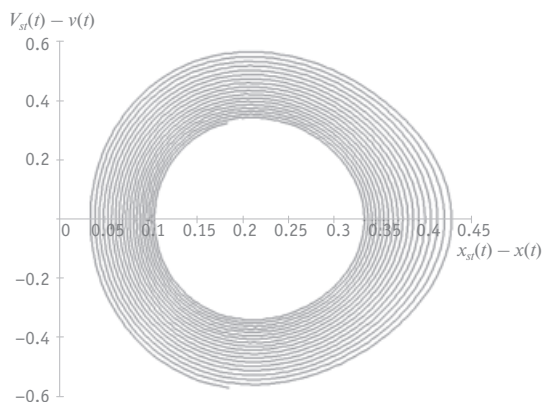


Рис. 5. Фазовая траектория при входе в синхронизм ($v_{sr} = 160$ м/с)

Область (зона) устойчивости — это множество точек с координатами $\Delta x(0)$, $\Delta v(0)$, при старте с которых колебания скорости и координаты будут постепенно уменьшаться по амплитуде, находясь внутри данной области, т. е. входение в синхронизм будет успешным. Если выбирать стартовые точки по сетке с заданной подробностью или методом Монте-Карло, можно найти границы зоны, что, очевидно, является довольно затратным по времени занятием. Задача облегчается тем, что если найти хотя бы одну точку границы, то фазовая траектория, стартующая с нее, будет вычерчивать границы зоны устойчивости (ЗУ). Форма зоны устойчивости для крейсерской скорости (160 м/с), представленная на рис. 6, получена именно таким способом (с помощью граничных фазовых траекторий), но необходимо стартовать не из одной, а из двух точек, находящихся на разных сторонах узких коридоров для каждой из повторяющихся односвязных областей.

При старте с опережением, а именно в области отрицательных $\Delta v(0)$, т. е. $v_0 > v_{sr}$ может возникнуть ситуация, когда за границей рассматриваемой зоны устойчивости ЛСД войдет в синхронизм. Это возможно при попадании в другую зону устойчивости (см. рис. 6), так как устойчивая зона повторяется на фазовой плоскости в связи с периодическим распределением магнитной индукции в воздушном зазоре ЛСД.

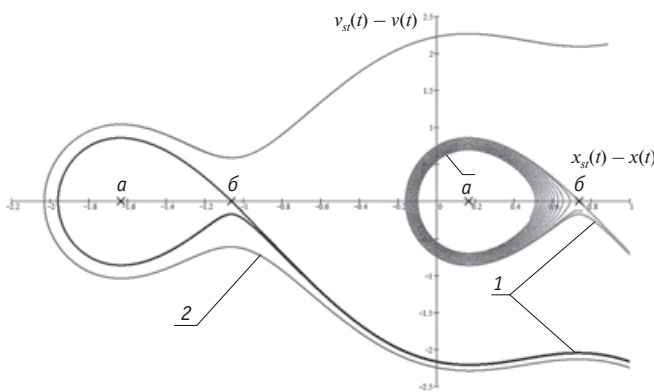


Рис. 6. Фазовые траектории при $v_{sr} = 160$ м/с:
1 — граничные; 2 — расходящаяся; 3 — сходящаяся;
 $a, б$ — соответственно точки устойчивого и неустойчивого равновесия

Исследование области устойчивости на фазовой плоскости может оказаться полезным для формирования управляющих воздействий ЛСД при аварийном режиме работы для ввода его в синхронизм.

Процесс входа в синхронизм ЛСД сопровождается колебаниями с уменьшающейся амплитудой вокруг точки равновесия (или «идеальной синхронизации») Δx_i , которая на фазовой плоскости лежит на оси абсцисс и соответствует нулевой разнице скоростей полей статора и ротора. Эта величина Δx_i — сдвиг индуктора относительно волны магнитного поля (запаздывание), обеспечивающий силу тяги $F_m(t)$, которая компенсирует полное сопротивление движению $F_d(t)$ (см. рис. 1).

На рис. 7 представлена зависимость силы тяги от величины сдвига Δx в ее угловом эквиваленте $\varphi = 2\pi \cdot \Delta x / \lambda$, полученной из (3) при $N = 8$.

Точки на фазовой плоскости, в которых сила тяги равна силе сопротивления, являются точками устойчивого (точки *a* на рис. 6 и 7) или неустойчивого (точки *b* на рис. 6 и 7) равновесия. Точка устойчивого равновесия («идеальной синхронизации») находится в интервале $0 < \Delta x < \lambda/4$ (или $0 < \varphi < \pi/2$ в угловом эквиваленте). Если процесс входа в синхронизм происходит успешно, то колебания скорости подвижного состава постепенно снижаются, а разница по координатам Δx устанавливается естественным образом так, что средняя сила тяги становится равна общей силе сопротивления для данной скорости, т. е. фазовая траектория «сворачивается» в точку «идеальной синхронизации», в которой колебания отсутствуют.

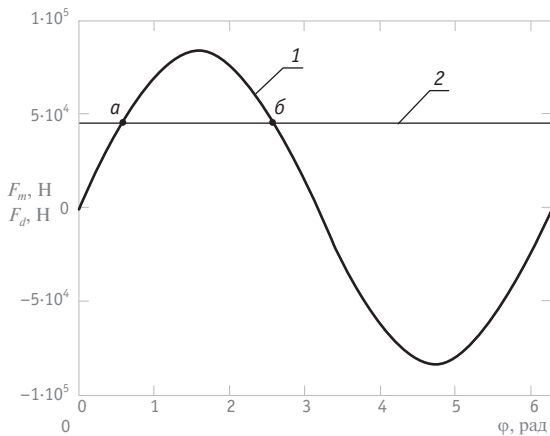


Рис. 7. Зависимость сил тяги и сопротивления от рабочего угла ЛСД φ :

1 — сила тяги; 2 — сумма сил сопротивления;
a, b — соответственно точки устойчивого и неустойчивого равновесия

При отклонении от точки устойчивого равновесия в сторону увеличения Δx (что соответствует отставанию индуктора) сила тяги возрастает ($F_m > F_d$) и восстанавливает равновесие (уменьшая Δx), при опережении индуктором волны B происходит обратная ситуация ($F_m < F_d$), т. е. осуществляется автоматическая привязка индуктора к точке устойчивого равновесия.

Однако в процессе вхождения в синхронизм φ может быть и более чем $\pi/2$. В промежутке от $\pi/2$ до точки *b* сила тяги все

еще больше силы сопротивления, но, если φ преодолет точку *b*, ЛСД выйдет из зоны устойчивости. Все граничные фазовые траектории соответствуют φ , проходящим через точку неустойчивого равновесия, которая и определяет границы устойчивости ЛСД.

Выбор φ для стационарного режима с максимальной рабочей скоростью является важным этапом разработки конструкции ЛСД и определяется амплитудой токов статора и коэффициентом перегрузки ЛСД.

Коэффициент перегрузки — это отношение силы тяги при $\varphi = 90^\circ$ (максимальная сила) к силе тяги при данном φ ,

$$K = \frac{F_{m,90^\circ}}{F_{m,\varphi}}. \quad (5)$$

Расположение точек устойчивого и неустойчивого равновесия на кривой $F_m(\varphi)$ и на фазовой плоскости определяется коэффициентом перегрузки ЛСД.

Из соображений устойчивости движения в x направлении K выбирают составляющим около 1,5. При этом в рассматриваемом случае для крейсерского режима работы (с номинальной рабочей скоростью $v_{st} = 160$ м/с) амплитуда волны магнитной индукции будет равна $B_{y0} = 0,015$ Тл.

Рассмотрим, как изменяется зона устойчивости с изменением v_{st} при постоянстве амплитуды волны магнитной индукции (рис. 8) и при постоянстве коэффициента перегрузки (рис. 9 и 10).

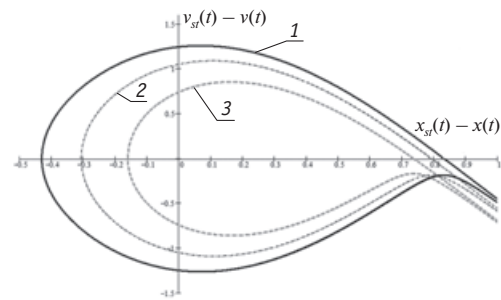


Рис. 8. Граничные фазовые траектории при $B_{y0} = \text{const}$ ($B_{y0} = 0,015$ Тл, III зона):

1 — $v_{st} = 100$ м/с; 2 — $v_{st} = 130$ м/с; 3 — $v_{st} = 160$ м/с

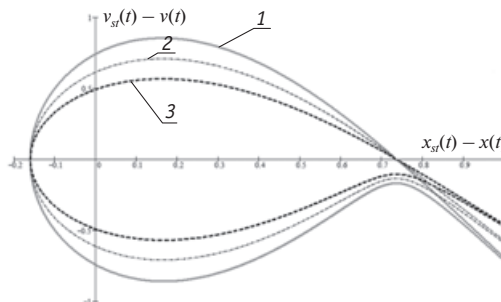


Рис. 9. Граничные фазовые траектории при $K = \text{const}$ ($K = 1,5$, III зона):

1 — $v_{st} = 160$ м/с; 2 — $v_{st} = 130$ м/с; 3 — $v_{st} = 100$ м/с

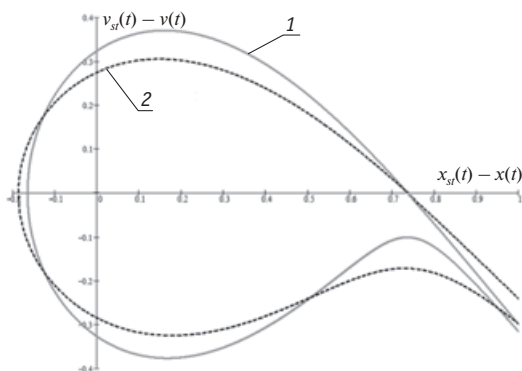


Рис. 10. Граничные фазовые траектории при $K = \text{const}$ ($K = 1,5$, I зона):
1 — $v_{st} = 7$ м/с; 2 — $v_{st} = 3$ м/с

Видно, что при постоянстве B_{y0} зоны устойчивости больше, но это значит, что значение B_{y0} завышено при низких скоростях. Соблюдение постоянства коэффициента перегрузки повышает безопасность движения и увеличивает энергетическую эффективность системы. Заметим, что размер области устойчивости уменьшается с ростом скорости (см. рис. 8), в то время как в режиме $K = \text{const}$ (см. рис. 9) наблюдается обратная картина. Это связано с тем, что при $B_{y0} = \text{const}$ при меньших скоростях сила сопротивления меньше, и Δx , соответствующее точке неустойчивого равновесия, будет возрастать. При $K = \text{const}$ при меньших скоростях производная $dF_m/d\varphi$ в точке устойчивого равновесия меньше, реакция системы на отклонение (жесткость) от этой точки меньше — соответственно площадь зоны устойчивости уменьшается.

Форма области устойчивости определяется характером зависимости суммарной силы сопротивления движению от скорости. В зонах I и III область устойчивых стартов имеет узкий коридор, уходящий в бесконечность на фазовой плоскости. В местах экстремума функции сопротивления движению от скорости, т. е. в местах перехода между I, II и III зонами, фазовая траектория при стационарном движении представляет собой замкнутую кривую, что соответствует колебаниям скорости с неизменной амплитудой. В зоне II в зависимости от количества индукторов на вагон могут возникать такие ситуации: 1) колебания x и v имеют постоянную амплитуду; 2) амплитуда колебаний x и v нарастает очень слабо (квазиустойчивость), ЛСД в процессе разгона (даже без обратной связи x и v , т. е. естественным образом) безопасно преодолет зону II; 3) область устойчивости в строгом смысле отсутствует, так как наблюдается увеличение амплитуды колебаний x и v .

Время одного колебания в процессе успешного входа в синхронизм постепенно при старте из точек, близких к границе, быстро снижается и выходит на установившееся значение (рис. 11). Следует обратить внимание, что в этом случае малых v_{st} и даже в установившемся режиме малых колебаний период имеет относительно большие значения — порядка нескольких секунд.

Теперь рассмотрим малые колебания ЛСД, т. е. вблизи точки устойчивого равновесия. Для их описания уравнение движения (4) упростим, разложив в ряд F_m и F_d соответственно

по Δx и Δv и оставив только линейные члены. Тогда для относительных отклонений получим уравнение, которое имеет точное решение,

$$m \cdot \frac{d^2}{dt^2} \Delta x(t) = -k_m \cdot \Delta x(t) - \gamma_d \cdot \frac{d}{dt} \Delta x(t), \quad (6)$$

где $k_m = \frac{2\pi}{\lambda} \frac{dF_m(\varphi_i)}{d\varphi}$ — жесткость системы тяги в точке равновесия;

$$\gamma_d = -\frac{dF_m(V_{st})}{dv}$$

— производная от силы сопротивления по скорости, взятая с обратным знаком (положительная в зонах I и III и отрицательная в зоне II).

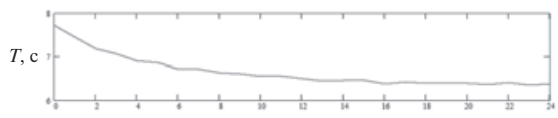


Рис. 11. Изменение периода колебаний в зависимости от номера колебания ($v_{st} = 5$ м/с, I зона)

Частота таких колебаний ν (Гц) определяется формулой

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{m} \left[\frac{2\pi}{\lambda} \frac{dF_m(\varphi_i)}{d\varphi} - \left[\frac{1}{2m} \frac{dF_d(V_{st})}{dv} \right]^2 \right)}. \quad (7)$$

Легко видеть, что в режиме $B_{y0} = \text{const}$ рабочая точка φ_r на крейсерской скорости v_{kr} находящаяся на краю линейного участка синусоиды тяги (см. рис. 7), для всех остальных скоростей ($v < v_{kr}$) будет лежать на этом участке, и, следовательно, жесткость, а вместе с ней и частота будут практически неизменны. Квадратичный член из-за малости отношения γ_d/m может не учитываться.

При $K = \text{const}$ форма зависимости частоты колебаний ЛСД от скорости определяется функцией $F_d(v)$. Это связано с тем, что при неизменности φ_i жесткость, пропорциональная амплитуде волны индукции $B_{y0}(v_{st})$, будет меняться в такт с силой сопротивления, так как режим $K = \text{const}$ предполагает подстройку B_{y0} под сопротивление, соответствующее данной скорости. Все эти закономерности можно увидеть на рис. 12.

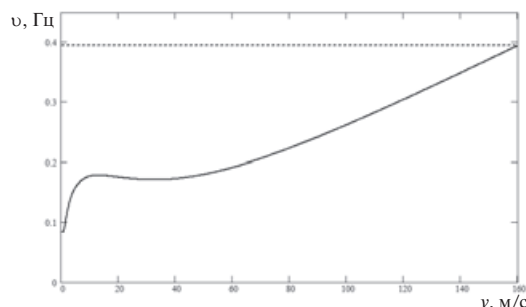


Рис. 12. Зависимость частоты колебаний вагона от скорости:
— — $K = \text{const}$; - - - - $B_{y0} = \text{const}$

Относительная скорость изменения энергии малых колебаний D рассчитывается по формуле

$$D(V_{st}) = \frac{A_i^2 - A_{i+1}^2}{A_i^2} = 1 - e^{-\frac{1}{M} \frac{dF_d(V_{st})}{dv} \frac{1}{v}}, \quad (8)$$

где A_i — амплитуда колебания x под номером i , и, как видно из (8), она не зависит от i , т.е. темп затухания сохраняется, что характерно для экспоненциального спада.

Зависимость темпа затухания представлена на рис. 13.

Положительные значения D (см. рис. 13) соответствуют увеличению амплитуды колебаний (отсутствие естественной устойчивости), что совпадает с зоной II на кривой зависимости сопротивления от скорости. В значительной области скоростей зоны III затухание практически неизменно.

При введении обратной связи по скорости (рис. 14) основное уравнение примет вид

$$\begin{aligned} m \cdot \frac{d^2}{dt^2} x = & -2 \cdot N \cdot I_0 \cdot d \cdot B_{y0} \times \\ & \times \cos \left[k_0 \left(\frac{d}{dt} x - v_{st} \right) + \frac{2\pi}{\lambda} (x - v_{st} \cdot t) \right] - \\ & - \gamma \cdot \left(\frac{d}{dt} x \right)^2 - N \cdot F_{ed} \left(\frac{d}{dt} x \right), \end{aligned} \quad (9)$$

где k_0 — коэффициент обратной связи.

Таким образом, при использовании обратной связи по скорости колебания ЛСД быстро затухают даже при скоростях, лежащих в зоне неустойчивости II.

Выводы

1. Область устойчивости строится на фазовой плоскости с использованием граничной фазовой траектории и повторяется на фазовой плоскости в связи с периодическим распределением магнитной индукции в воздушном зазоре ЛСД.

2. Граничные фазовые траектории проходят через точку неустойчивого равновесия ЛСД.

3. В диапазоне скоростей от 0 до 160 м/с в связи с рассмотрением естественной устойчивости движения ЛСД выделяются три характерные зоны, обусловленные особенностями сопротивления движению поездов с электродинамическим подвесом. В зонах I и III область устойчивых стартов имеет узкий коридор, уходящий в бесконечность на фазовой плоскости. В зоне II в зависимости от количества индукторов на вагон [определяет наклон зависимости $F_d(v)$] может присутствовать или отсутствовать область устойчивости, а также возможно квазиустойчивое состояние.

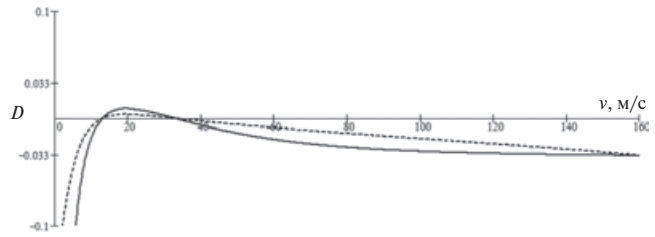


Рис. 13. Скорость изменения энергии колебаний в зависимости от скорости вагона: — — $K = \text{const}$; - - - - $B_{y0} = \text{const}$

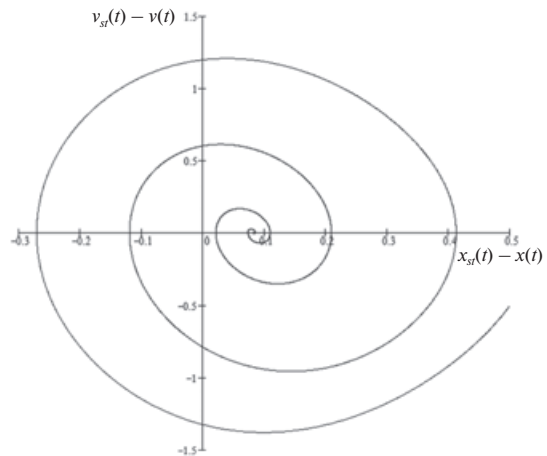


Рис. 14. Фазовая траектория при использовании обратной связи по скорости ($k_0 = 0,1$)

4. При $B_{y0} = \text{const}$ размеры области устойчивости уменьшаются с ростом скорости, а при $K = \text{const}$ наблюдается обратная зависимость.

5. Период колебаний в процессе успешного входа в синхронизм постепенно снижается и выходит на установившееся значение.

6. Частота колебаний ЛСД при небольших отклонениях от точки «идеальной синхронизации» определяется жесткостью системы, т.е. $dF_m/d\phi$ в точке устойчивого равновесия, и массой вагона. При $B_{y0} = \text{const}$ (B_{y0} выбирается для $v_{st} = 160$ м/с) частота постоянна, так как с изменением скорости рабочая точка смещается в области линейности и жесткость системы неизменна. При $K = \text{const}$ форма зависимости частоты колебаний ЛСД от скорости повторяет форму зависимости общего сопротивления движению от скорости.

7. Скорость изменения энергии колебаний ЛСД определяется в основном производной сопротивления движению по скорости, а также производной от силы тяги $dF_m/d\phi$ в точке устойчивого равновесия.

Литература

1. Дзензерский В. А., Омеляненко В. И. Высокоскоростной магнитный транспорт с электродинамической левитацией. Киев : Наукова думка, 2001. 479 с.
2. Соколов О. Б., Заикин С. Н. Исследование силовых характеристик систем электродинамического подвеса высокоскоростных поездов // Транспорт Урала. 2013. № 4 (39). С. 97–100. ISSN 1815-9400.
3. Бахвалов Ю. А., Бочаров В. И., Винокуров В. А. Транспорт с магнитным подвесом / под общ. ред. В. И. Бочарова, В. Д. Нагорского. М. : Машиностроение, 1991. 316 с.
4. Коршунов А. И. Стационарные режимы синхронного двигателя с постоянными магнитами // Силовая электроника. 2008. № 3 (17). С. 48–53. ISSN 2079-9322.
5. Коршунов А. И. Частотный пуск синхронного двигателя с постоянными магнитами на роторе // Силовая электроника. 2007. № 1 (11). С. 58–64. ISSN 2079-9322.

References

1. Dzenzerskiy V. A., Omelyanenko V. I. Vysokoskorostnoy magnitniy transport s elektrodinamicheskoy levitatsiyey [High-speed magnetic levitation transport with electrodynamic levitation]. Kiev : Naukova dumka, 2001. 479 s.
2. Sokolov O. B., Zaikin S. N. Issledovanie silovykh kharakteristik sistem elektrodinamicheskogo podvesa vysokoskorostnykh poezdov [Study of power characteristics of electrodynamic suspension systems of high-speed trains] // Transport Urala. 2013. № 4 (39). S. 97–100. ISSN 1815-9400.
3. Bakhvalov Yu. A., Bocharov V. I., Vinokurov V. A. Transport s magnitnym podvesom [Magnetic levitation transport] / pod obshch. red. V. I. Bocharova, V. D. Nagorskogo. M. : Mashinostroenie, 1991. 316 s.
4. Korshunov A. I. Statsionarnye rezhimy sinkhronnogo dvigatelya s postoyannymi magnitami [Steady-state synchronous operation modes of motor with permanent magnets] // Silovaya elektronika. 2008. № 3 (17). S. 48–53. ISSN 2079-9322.
5. Korshunov A. I. Chastotniy pusk sinkhronnogo dvigatelya s postoyannymi magnitami na rotore [Frequency start of synchronous motor with permanent magnets on the rotor] // Silovaya elektronika. 2007. № 1 (11). S. 58–64. ISSN 2079-9322.

УДК 621.337.4

Анатолий Яковлевич Калинин, доктор технических наук, профессор, заместитель директора
Научно-инновационного центра Академии электротехнических наук Российской Федерации (НИЦ АЭН РФ), Москва

К ВОПРОСУ СНИЖЕНИЯ ВЕСОВЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ТИРИСТОРНЫХ ПРЕОБРАЗОВАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОПОДВИЖНОГО СОСТАВА

UDC 621.337.4

Anatoliy Yakovlevich Kalinichenko, DSc in Engineering, Professor, Deputy Director, Science Innovation Centre
of the Academy of Electrotechnical Sciences of the Russian Federation (SIC AES Russia), Moscow

On the issue of reducing weight of thyristor converters of electric rolling stock

Аннотация

Улучшить эксплуатационные характеристики электроподвижного состава позволяют тяговые тиристорные преобразователи. Однако их использование требует применения дросселей, что, в свою очередь, приводит к увеличению весогабаритных показателей. Снизить эти показатели можно при помощи разделяющих дросселей с общим магнитопроводом. В статье рассмотрены особенности использования общего магнитопровода для двух фаз тиристорного преобразователя, дан анализ электромагнитных процессов и пульсаций тока в двигателе и в разделяющих дросселях, раскрыто влияние коэффициента связи.

Ключевые слова: тиристорные тяговые многофазные преобразователи, общий магнитопровод, тяговые двигатели, силовые тиристоры, диоды, коэффициент связи, коэффициент заполнения, период переключения тиристоров, электромагнитные процессы, пульсации тока.

Summary

Traction thyristor converters allow to improve performance of electric rolling stock. However, their use requires installation of inductors, which in turn increases the overall weight and dimensions. These can be reduced using separating inductors with a common magnetic circuit. The article describes the use of a common magnetic circuit for two phases of thyristor converter, electromagnetic processes and ripple current in the motor and separating inductors are analyzed, the effect of the coupling coefficient revealed.

Keywords: multiphase thyristor traction converters, common magnetic circuit, traction motors, power thyristors, diodes, coupling coefficient, duty ratio, thyristor switching period, electromagnetic processes, ripple current.

В настоящее время на железнодорожном транспорте в России и за рубежом наряду с асинхронным тяговым электроприводом применяются полупроводниковые тяговые преобразователи для безреостатного и бесконтактного регулирования напряжения на тяговых двигателях. Внедрение тиристоров с полной заменой электромеханической системы управления бесконтактной статической аппаратурой, что доказано практикой, позволяет сократить расходы на обслуживание и эксплуатацию электроподвижного состава [1, 2]. Кроме того, за счет улучшения использования сцепного веса появляется возможность увеличить вес состава на 10–15 %, а диапазон скоростей, в пределах которого обеспечивается экономичная работа, расширяется [3].

Однако преимуществам тиристорного управления можно противопоставить увеличенный вес, необходимый объем и более высокие капитальные затраты, которые имеют тенденцию к снижению по мере совершенствования производства полупроводниковых элементов и при создании специальных конденсаторов для импульсного регулирования.

Уменьшение весогабаритных показателей входного и выходного фильтров, как известно, достигается увеличением частоты переключения тиристоров. При существующих частотных характеристиках силовых тиристоров повысить частоту на фильтре можно с помощью многофазных прерывателей [4]. Увеличение числа фаз влияет на степень пульсации выходных параметров, а спектр гармоник, генерируемых многофазными прерывателями, более узкий, поэтому величина входного фильтра, требуемого для сохранения необходимого уровня помех, может быть снижена [5].

Для обеспечения работоспособности многофазных прерывателей используют разделяющие дроссели, однако следует отметить, что их удельный вес по отношению к другому коммутационному оборудованию весьма высок [3].

Снизить параметры разделяющих дросселей позволяет применение общего магнитопровода для нескольких дросселей. Если использовать взаимное влияние фаз друг на друга,

то заданную пульсацию тока в дросселях, расположенных на общем магнитопроводе, можно сохранить при меньших значениях их индуктивности, чем в случае разобщенного магнитопровода.

Многофазное исполнение прерывателей осуществляется при помощи однофазных прерывателей [4] и прерывателей с общим узлом коммутации для двух ветвей главных тиристорov [6].

Для упрощения рассуждений рассмотрим прерыватель, состоящий из двух фаз с общим магнитопроводом (рис. 1), который является частным случаем многофазного. В процессе регулирования может появиться несколько характерных моментов работы при $t_{и} < T$ и при $t_{и} > T$, зависящих от общего количества и числа одновременно открытых фаз. Для двухфазных преобразователей таких моментов два: при $0 \leq \gamma \leq 0,5$ и при $0,5 \leq \gamma \leq 1$ [6]. Здесь $t_{и}$ — длительность импульса вы-

ходного напряжения; $T = \frac{T_{\Phi}}{n}$ — период следования импульсов на нагрузке; T_{Φ} — период переключения тиристорov фазы; n — число фаз преобразователя; $\gamma = \frac{t_{и}}{T_{\Phi}}$ — коэффициент заполнения.

Работа данного прерывателя заключается в следующем. При открытии в момент t_0 (рис. 2а) силовых тиристорov прерывателя T_1 тяговые двигатели Я сообщаются с источником питания, при этом ток в разделяющем дросселе L_1 нарастает от минимального значения I'_{10} до максимального I''_{10} . Одновременно в цепи тягового двигателя происходит нарастание тока по экспоненте от $I'_{д0}$ до $I''_{д0}$, во втором дросселе L_2 ток поддерживается благодаря электромагнитной энергии, накопленной в период импульса, а также благодаря трансформаторной связи между разделяющими дросселями.

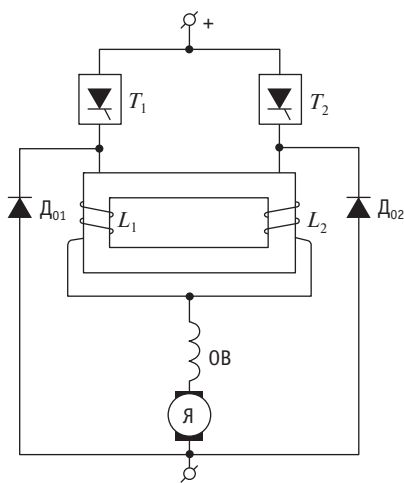


Рис. 1. Принципиальная схема двухфазного тиристорного преобразователя с разделяющим дросселем на общем магнитопроводе:

T_1, T_2 — фазы тиристорно-импульсного преобразователя; L_1, L_2 — разделяющие дроссели; D_{01}, D_{02} — обратные диоды; OB — обмотка возбуждения; $Я$ — якорь двигателя

Найдем выражения для пульсации тока в разделяющих дросселях и в тяговом двигателе при наличии магнитной связи, для чего составим систему дифференциальных уравнений согласно схеме замещения, представленной на рис. 3а, при $0 \leq \gamma \leq 0,5$. При этом принимаем следующие допущения:

однофазные прерыватели представляют собой идеальные ключи;

разделяющие дроссели не обладают активным сопротивлением;

на вход прерывателя поступает идеально сглаженное напряжение;

поток рассеяния пренебрежимо малы.

С учетом допущений составим для интервала $t_0 = t = t_2$ систему уравнений

$$\begin{cases} L_1 \frac{d i_1}{dt} + M_{21} \frac{d i_2}{dt} + L_{д} \frac{d i_{д}}{dt} + R_{д} i_{д} = U_0 - E_{д} \\ L_1 \frac{d i_1}{dt} + M_{21} \frac{d i_2}{dt} - L_2 \frac{d i_2}{dt} + M_{12} \frac{d i_1}{dt} = U_0 \\ i_{д} = i_1 + i_2 \end{cases} \quad (1)$$

где $L_1 = L_2 = L$ — индуктивность разделяющих дросселей;

$M_{12} = M_{21} = M$ — взаимоиндуктивность дросселей;

$R_{д}$ — активное сопротивление цепи нагрузки;

U_0 — напряжение источника питания;

$E_{д}$ — противоэлектродвижущая сила двигателя;

$i_{д}, i_1, i_2$ — токи двигателя и соответствующих дросселей.

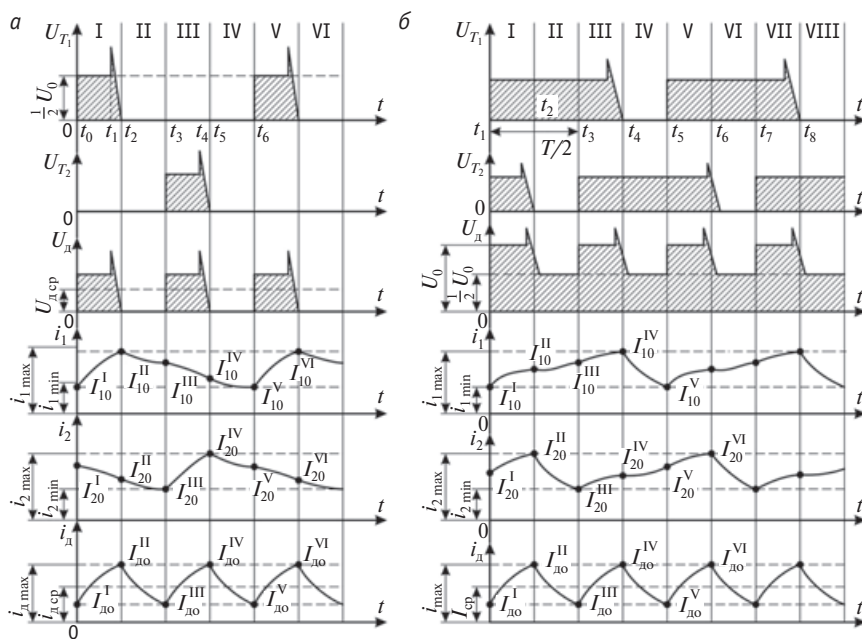


Рис. 2. Диаграмма процессов в цепях преобразователя:

а — при коэффициенте заполнения $\gamma \leq 0,5$;

б — при коэффициенте заполнения $\gamma \geq 0,5$

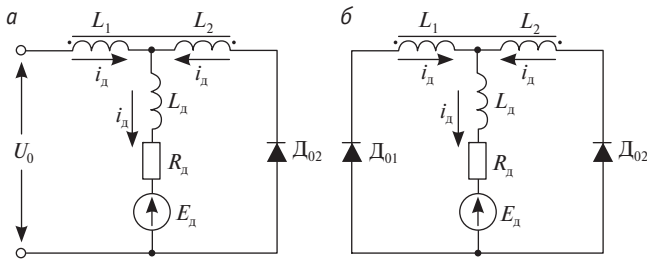


Рис. 3. Схема замещения:

а — для интервала $t_0 \leq t \leq t_2$ при $\gamma \leq 0,5$;
 б — для интервала $t_2 \leq t \leq t_3$ при $\gamma \leq 0,5$

Решив систему уравнений (1) относительно токов разделяющих дросселей и тока тягового двигателя, получим выражения для мгновенных значений токов:

$$i'_d = I'_{d0} \exp\left(-\frac{t-t_0}{\tau}\right) + \frac{1}{R_d} \left[\frac{U_0}{2} \left(1 + \frac{M}{L}\right) - E_d \right] \left[1 - \exp\left(-\frac{t-t_0}{\tau}\right) \right]; \quad (2)$$

$$i'_1 = I'_{10} + \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{M}{L}\right) (i_d - I'_{d0}) + \frac{U_0}{L} (t-t_0) \right]; \quad (3)$$

$$i'_2 = \frac{1}{2} \left[\left(1 + \frac{M}{L}\right) i_d + \left(1 - \frac{M}{L}\right) I'_{d0} - \frac{U_0}{L} (t-t_0) \right] - I'_{10}, \quad (4)$$

где I'_{d0} и I'_{10} — начальные значения токов двигателя и фазы, найденные при решении соответствующих уравнений:

$$I'_{d0} = \frac{U_0}{2R_d} \left(1 + \frac{M}{L}\right) \frac{\exp \gamma \frac{T}{\tau} - 1}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)} \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right) - \frac{E_d}{R_d};$$

$$I'_{10} = \frac{1}{2} \left(I'_{d0} - \gamma \frac{U_0}{2L} T \right); \quad (5)$$

τ — электромагнитная постоянная времени цепи двигателя,

$$\tau = \frac{\frac{L}{2} + \frac{M^2}{2L} + L_d}{R_d}.$$

Моменту t_2 , когда происходит закрытие тиристоров первого прерывателя T_1 , а тиристоры второго прерывателя T_2 еще закрыты, соответствует схема замещения (см. рис. 3б) для интервала времени $t_2 \leq t \leq t_3$, согласно которой составлена система дифференциальных уравнений

$$\begin{cases} L_1 \frac{d i_1}{d t} + M_{21} \frac{d i_2}{d t} + L_d \frac{d i_d}{d t} + R_d i_d = -E_d \\ L_1 \frac{d i_1}{d t} + M_{21} \frac{d i_2}{d t} - L_2 \frac{d i_2}{d t} + M_{12} \frac{d i_1}{d t} = 0 \\ i_d = i_1 + i_2 \end{cases} \quad (6)$$

При решении системы (6) получаем выражения для соответствующих токов:

$$i''_d = I''_{d0} \exp\left(-\frac{t-t_2}{\tau}\right) + \frac{E_d}{R_d} \left[1 - \exp\left(-\frac{t-t_2}{\tau}\right) \right]; \quad (7)$$

$$i''_1 = I''_{10} + \frac{1}{2} (i_d - I''_{d0}) \left(1 - \frac{M}{L}\right); \quad (8)$$

$$i''_2 = \frac{1}{2} \left[\left(1 + \frac{M}{L}\right) i_d + \left(1 - \frac{M}{L}\right) I''_{d0} \right] - I''_{10}. \quad (9)$$

Используя выражения мгновенных значений токов (7)–(9), определим амплитуду пульсации тока в разделяющем дросселе, для чего приравняем $I'_1(t=t_2) = I''_1(t=t_2)$. Обозначив $\Delta i_1 = I''_{10} - I'_{10}$ и найдя начальные значения тока разделяющего дросселя и тока двигателя во втором интервале, т. е.:

$$I''_{d0} = \frac{1}{2} \left(I'_{d0} + \gamma \frac{U_0}{2L} T \right);$$

$$I''_{10} = \frac{U_0}{2R_d} \left(1 + \frac{M}{L}\right) \frac{1 - \exp\left(-\gamma \frac{T}{\tau}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)} \left[1 - \exp\left(-\frac{T}{\tau}(\gamma - 0,5)\right) \right],$$

получим

$$\Delta i_1 = \frac{1}{2} \left[\left(1 - \frac{M}{L}\right) \Delta i_d + T \frac{U_0}{2L} \gamma \right]. \quad (10)$$

Так как магнитная система симметрична, то пульсации тока в дросселях равны $\Delta i_1 = \Delta i_2$.

Соответственно пульсация тока в двигателе

$$\Delta i_d = I''_{d0} - I'_{d0}.$$

При подстановке соответствующих начальных значений токов получим

$$\Delta i_d = \frac{U_0}{2R_d} \left(1 + \frac{M}{L}\right) \frac{1 - \exp\left(-\gamma \frac{T}{\tau}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)} \left[1 - \exp\left(-\frac{T}{\tau}(\gamma - 0,5)\right) \right]. \quad (11)$$

В связи с тем что процессы в дросселях при $\gamma > 0,5$ отличаются от рассмотренных выше, найдем выражения для пульсации токов в дросселях и тяговом двигателе, если $\gamma > 0,5$. Диаграмма токов и напряжений в элементах преобразователя, соответствующая указанному интервалу времени, представлена на рис. 26.

Составим систему дифференциальных уравнений согласно схеме замещения (см. рис. 3а), соответствующей интервалу времени $t_0 \leq t \leq t_2$, с учетом принятых допущений:

$$\begin{cases} L_1 \frac{d i_1}{dt} + M_{21} \frac{d i_2}{dt} + L_d \frac{d i_d}{dt} + i_d \tau_d = U_0 - E_d \\ L_1 \frac{d i_1}{dt} + M_{21} \frac{d i_2}{dt} - L_2 \frac{d i_2}{dt} + M_{12} \frac{d i_1}{dt} = 0 \\ i_d = i_1 + i_2 \end{cases} \quad (12)$$

При решении системы (12) получим экстремальные значения тока двигателя:

$$I_{\min} = I'_{d0} = \frac{U_0}{2R_d} \left[\frac{\left(1 - \frac{M}{L}\right) \exp \gamma \frac{T}{\tau} - \left(1 - \frac{M}{L} \exp \frac{T}{2\tau}\right)}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)} \right] \times \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right) + \frac{1}{R_d} \left[\frac{U_0}{2} - E_d \right]; \quad (13)$$

$$I_{\max} = I''_{d0} = \frac{U_0}{2R_d} \times \left[\frac{\frac{M}{L} \left(\exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right) - \exp \frac{T}{\tau} (0,5 - \gamma) \right)}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)} + \left[1 + \exp\left(-\frac{T}{\tau} (0,5 + \gamma)\right) \right] \right] + \frac{1}{R_d} \left[\frac{U_0}{2} - E_d \right].$$

Следовательно, пульсация тока в цепи двигателя равна

$$\Delta i_d = \frac{U_0}{2R_d} \frac{\left(1 - \frac{M}{L}\right) \left[1 + \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right) \left(1 - \exp \gamma \frac{T}{\tau}\right) \right]}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)} - \frac{\frac{M}{L} \left(1 - \exp \frac{T}{\tau}\right) \exp\left[-\frac{T}{\tau} (\gamma + 0,5)\right]}{1 - \exp\left(-\frac{T}{2\tau}\right)}. \quad (14)$$

Пульсация тока в дросселях:

$$\Delta i_1 = \Delta i_2 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{M}{L}\right) \Delta i_d + \frac{U_0}{2L} (1 - \gamma) T. \quad (15)$$

Как следует из выражения (10), если в дросселях с общим магнитопроводом сохраняются прежние величины пульсаций тока, то параметры разделяющих дросселей станут меньшими и будут зависеть от коэффициента связи $K_c = \frac{M}{L}$.

На рис. 4 представлены зависимости пульсаций тока a в разделяющих дросселях от коэффициента заполнения γ при различных значениях коэффициента связи K_c . При расчете пульсаций по выражениям (10) и (15) приняты следующие исходные данные: напряжение источника питания $U_0 = 3000$ В, индуктивность разделяющего дросселя $L = 15$ мГн, максимальная допустимая пульсация тока двигателя $\Delta i_d = 100$ А. Как видно из рис. 4, пульсации тока в разделяющих дросселях с общим магнитопроводом при двухфазном исполнении преобразователя в идеальном случае, т. е. когда коэффициент связи $K_c = 1$, в два раза меньше, чем на разобранном магнитопроводе, т. е. когда коэффициент связи $K_c = 0$.

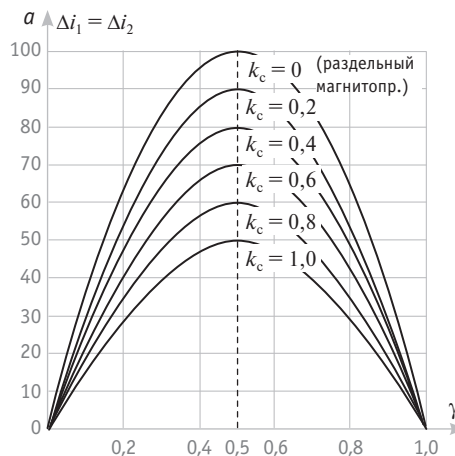


Рис. 4. Зависимость пульсации тока a в разделяющих дросселях от коэффициента заполнения γ при различных значениях коэффициента связи K_c

Обозначим вес разделяющих дросселей вместе с магнитопроводом при их раздельном расположении:

$$G = \sum_1^n Q, \quad (16)$$

где Q — вес разделяющего дросселя вместе с магнитопроводом, $Q = Q_m + Q_{др}$; Q_m — вес катушки индуктивности; $Q_{др}$ — вес сердечника. Суммарный вес при общем магнитопроводе:

$$G' = Q' \cdot K_1,$$

где Q' — общий вес магнитопровода и разделяющих дросселей; K_1 — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения магнитного потока по фазам (например, $K_1 = 1$ при $n = 2$).

Отношение

$$\rho = \frac{Q'K_1}{\sum_1^n Q} \quad (17)$$

условно назовем коэффициентом пропорциональности, который характеризует в каждом конкретном случае соотношение весовых показателей разделяющих дросселей с отдельным и с общим магнитопроводом.

Таким образом, снижение весогабаритных показателей коммутационного оборудования тиристорных преобразователей при многофазном исполнении достигается благодаря применению разделяющих дросселей с общим магнитопроводом. При этом пульсации тока в тяговом двигателе и в разделяющих дросселях, а также весовые показатели последних находятся в зависимости от коэффициента связи K_c : чем выше коэффициент связи, тем меньше пульсации тока в тяговом двигателе и в разделяющих дросселях.

Литература

1. Тихменев Б. Н., Трахтман Л. М. Подвижной состав электрических железных дорог. М.: Транспорт, 1969. 420 с.
2. Калиниченко А. Я., Фесечко А. И., Шубин И. Н. Повышение эффективности работы электроподвижного состава с тиристорными импульсными регуляторами // Вестник УрГУПС. 2011. № 2 (10). С. 18–22. ISSN 2079-0392.
3. Калиниченко А. Я. Электромагнитная совместимость систем обеспечения безопасности движения электрического транспорта при дискретном отборе мощности с помощью микропроцессорных систем управления // Вестник ВНИТИ. 1999. № 11. С. 20–23.
4. Тиристорное управление электрическим подвижным составом постоянного тока / В. Е. Розенфельд, В. В. Шевченко, В. А. Майбога и др. М.: Транспорт, 1970. 390 с.
5. Калиниченко А. Я., Феоктистов В. П., Санява А. П. Работа тяговых двигателей постоянного тока при импульсном питании // Труды ВНИИВ. 1988. № 5. С. 21–27.
6. Доценко А. П., Бирзниец Л. В. Тиристорный импульсный преобразователь постоянного тока с общим коммутационным узлом для двух параллельных цепей // Известия АН Латвийской ССР. Сер. физических и технических наук. 1968. № 6.

References

1. Tikhmenev B. N., Trakhtman L. M. Podvizhnoy sostav elektricheskikh zheleznikh dorog [Rolling stock of electric railways]. M.: Transport, 1969. 420 s.
2. Kalinichenko A. Ya., Fesechko A. I., Shubin I. N. Povyshenie effektivnosti raboty elektropodvizhnogo sostava s tiristornymi impulsnymi regulyatorami [Operation efficiency increase of electric motive power with thyristor pulse controllers] // Vestnik UrGUPS. 2011. № 2 (10). S. 18–22. ISSN 2079-0392.
3. Kalinichenko A. Ya. Elektromagnitnaya sovmestimost sistem obespecheniya bezopasnosti dvizheniya elektricheskogo transporta pri diskretnom otbore moshchnosti s pomoshchyu mikroprotsessornykh sistem upravleniya [Electromagnetic compatibility of safety systems in electrical transport with discrete PTO using microprocessor control systems] // Vestnik VINITI. 1999. № 11. S. 20–23.
4. Tiristornoe upravlenie elektricheskim podvizhnym sostavom postoyannogo toka [Thyristor-controlled DC electric rolling stock] / V. E. Rozenfeld, V. V. Shevchenko, V. A. Mayboga i dr. M.: Transport, 1970. 390 s.
5. Kalinichenko A. Ya., Feoktistov V. P., Sanyava A. P. Rabota tyagovykh dvigateley postoyannogo toka pri impulsnom pitanii [Operation of traction motors with DC pulse supply] // Trudy VNIIV. 1988. № 5. S. 21–27.
6. Dotsenko A. P., Birzniek L. V. Tiristornyi impulsniy preobrazovatel postoyannogo toka s obshchim kommutatsionnym uzlom dlya dvukh parallelnykh tsepey [Thyristor DC pulse converter with a common switching node for two parallel circuits] // Izvestiya AN Latvviyskoy SSR. Ser. fizicheskikh i tekhnicheskikh nauk. 1968. № 6.

УДК 621.43:621.822.17

Александр Владимирович Гриценко, доктор технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация автотранспорта и производственное обучение» Челябинской государственной агроинженерной академии (ЧГАА),
 Константин Вячеславович Глемба, кандидат технических наук, доцент кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск,
 Олег Николаевич Ларин, доктор технических наук, профессор кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск

РАЗРАБОТКА МЕТОДА ДИАГНОСТИРОВАНИЯ МАСЛЯНЫХ ФИЛЬТРОЭЛЕМЕНТОВ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

UDC 621.43:621.822.17

Alexander Vladimirovich Gritsenko, DSc in Engineering, Associate Professor, Department of Motor Transport Operation and Industrial Training, Chelyabinsk State Agroengineering Academy (CSAA),
 Konstantin Vyacheslavovich Glemba, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Motor Transport Operation, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk,
 Oleg Nikolayevich Larin, DSc in Engineering, Professor, Department of Motor Transport Operation, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk

Development of oil filter elements diagnosis method for combustion engines

Аннотация

В статье представлены новый метод и средство диагностирования масляных полнопоточных фильтрующих элементов двигателя внутреннего сгорания, изложены теоретические и экспериментальные исследования. В результате проведенных экспериментов установлен наиболее чувствительный диагностический параметр при определении технического состояния масляного фильтра.

Предлагаемый метод позволяет диагностировать степень засоренности и определять техническое состояние фильтроэлементов по величине перепада на них давления при формировании гидроудара в момент кратковременного перекрытия сечения напорного трубопровода масляной магистрали после фильтра. Кроме того, значительно сокращается время на диагностирование, а также на оценку технического состояния двигателя за счет исключения этапа разборки его элементов — контроль осуществляется в режиме движения (в рабочем цикле) транспортных средств.

Ключевые слова: диагностирование, масляный фильтр, метод диагностирования, диагностические параметры, гидравлический удар, техническое состояние.

Summary

The paper presents a new method and means of diagnosing oil full-flow filter elements of combustion engine, theoretical and experimental studies are described. The experiments established the most sensitive diagnostic parameter in determining the technical condition of oil filter.

The proposed method makes it possible to diagnose the degree of contamination and to determine technical condition of filter elements based on the differential pressure occurring at hydraulic impact at the time of instantaneous cut-off of the oil line discharge pipe after the filter. In addition, the time required for diagnosis as well as to evaluate technical condition of the motor is significantly reduced by eliminating the phase of disassembly of its components — the control is performed on-line (during operating cycle) of vehicles.

Keywords: diagnostics, oil filter, diagnosis method, diagnostic parameters, hydraulic impact, technical condition.

Поступая к подшипникам кривошипно-шатунного механизма (КШМ), масло проходит через полнопоточный фильтрующий элемент. При этом фильтр выполняет очень важную функцию — очищает масло от продуктов износа, нагара и др., однако создает сопротивление его потоку. Например, величина падения давления на чистом фильтре составляет 0,02–0,05 МПа, а во время эксплуатации двигателя достигает 0,1 МПа (перепад давления на фильтре в момент открытия перепускного клапана) [1].

Большую часть времени автотракторная техника эксплуатируется в условиях запыленности и загрязнения. Общеизвестно, что при этом фильтроэлементы (ФЭ) системы смазки и системы топливоподачи загрязняются в 2–3 раза быстрее. Поэтому разработка методов, которые позволяют повысить качество контроля за техническим состоянием ФЭ с минимальными затратами времени и средств, является важной задачей [1–4].

Теоретические исследования. Чтобы выбрать метод и средства диагностирования, необходимо проанализировать условия работы ФЭ.

Для установившегося движения жидкости при постоянной плотности и отсутствии теплообмена, т. е.

при наличии ограничений $\varepsilon = 0$; $q = 0$; $\frac{d}{dt} = 0$; $\frac{d}{dx} = 0$;

$\rho = \text{const}$, уравнение сохранения энергии примет вид [5–7]

$$\left(\alpha \frac{U^2}{2} + \frac{P}{\rho} + \beta g z \right)_1 - \left(\alpha \frac{U^2}{2} + \frac{P}{\rho} + \beta g z \right)_2 = g h_z, \quad (1)$$

где ε — внутренний теплообмен, Вт/м·К;
 q — теплообмен с окружающей средой, Вт/м·К;
 ρ — плотность масла, кг/м³;
 α, β — коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения скорости потока;
 U — средняя скорость потока масла, м/с;
 P — давление масла, МПа;
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 z — координата положения центра тяжести сечения;
 $g h_z$ — потерянная по длине трубопровода от сечения 1 до сечения 2 энергия, Дж/с,

$$g h_z = \zeta \frac{U^2}{2},$$

где ζ — коэффициент сопротивления системы.

Принимая $\beta = 1, \alpha_1 = \alpha_2, d_1 = d_2, z_1 = z_2$, что допустимо при расчете короткого горизонтального трубопровода, каким является исследуемый участок масляной магистрали, для турбулентного потока жидкости окончательно получим:

$$P_1 - P_2 = \zeta \frac{\rho \cdot U^2}{2g}, \quad (2)$$

или

$$P_1 - P_2 = \zeta \frac{8Q^2 \rho}{g \pi^2 d^4}, \quad (3)$$

где Q — расход жидкости через трубопровод диаметром d , кг/ч.

Сопротивление фильтрующей перегородки прохождению через нее жидкости характеризуется перепадом давления

$$\Delta P = P_1 - P_2, \quad (4)$$

где P_1 и P_2 — давление жидкости на входе и выходе из фильтрующей перегородки, МПа.

Перепад давления в отдельном поровом канале складывается из потери давления на трение, расширение (сужение) и изменение направления и выражается согласно законам гидравлики в виде [5]

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{i=y} \left(\lambda_i \frac{l_{ni}}{d_{ni}} + \xi_i + \sigma_i \right) \frac{W_{2i}^{n_i}}{2g} \gamma, \quad (5)$$

где y — число местных расширений (сужений) и изгибов порового канала;

λ_i — коэффициент потерь на трение;
 l_{ni} — длина отдельного участка поры, м;
 d_{ni} — диаметр поры, м;
 ξ_i — коэффициент местного расширения (сужения);
 σ_i — коэффициент, учитывающий изменение направления изгиба порового канала;

W_{2i} — скорость жидкости после местного расширения (сужения), м/с;

n_1 — показатель степени (для ламинарного режима $1 < n_1 < 2$, для турбулентного режима $n_1 = 2$);
 g — ускорение свободного падения, м/с²;
 γ — удельный вес материала, Н/м³.

Оценочным показателем режима движения жидкости в поровом канале является число Рейнольдса

$$Re = \frac{W \cdot d_n}{\nu}, \quad (6)$$

где ν — кинематическая вязкость жидкости, сСт.

Значение числа Рейнольдса менее 2320 ед. соответствует ламинарному потоку, более 2320 ед. — турбулентному.

Потери на расширение (сужение) и на изменение направления поровых каналов у большинства масляных и топливных фильтров невелики, поэтому ими можно пренебречь. Тогда перепад давления в поровом канале

$$\Delta P = \sum_{i=1}^{i=y} \lambda_i \frac{W_{2i}^{n_i}}{2g} \frac{l_{ni}}{d_{ni}} \gamma. \quad (7)$$

Рост засоренности ФЭ приводит к увеличению на нем перепада давления. Но при степени засорения выше заданного предела открывается перепускной клапан ФЭ, в результате поток масла идет к подшипникам КШМ неочищенный, что резко сокращает их ресурс. Поскольку момент срабатывания перепускного клапана при повышении сопротивления ФЭ никак не фиксируется, для диагностирования степени засоренности фильтроэлемента предлагается измерять на нем перепад давления при формировании гидроудара.

Методика диагностирования масляного фильтра системы смазки. Для диагностирования степени засоренности фильтроэлемента разработаны установка и способ определения технического состояния ФЭ по величине перепада на нем давления при формировании гидроудара (рис. 1) [2, 5–12].

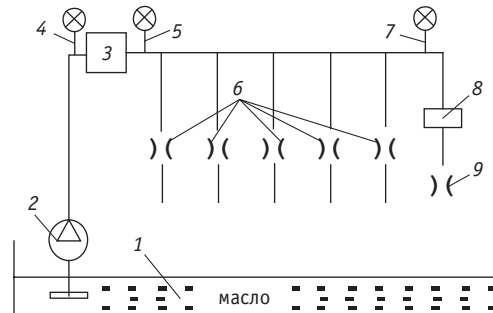


Рис. 1. Функциональная схема системы смазки ДВС:

1 — маслосборник; 2 — нагнетательный насос;
 3 — фильтр; 4, 5, 7 — тензометрические датчики;
 6 — подшипники двигателя; 8 — кран; 9 — дроссель

На выходе из главной масляной магистрали (см. рис. 1) установлен кран 8 (или электромагнитный клапан), а также дроссель 9, через который часть масла сливается в маслосборник. До фильтрующего элемента 3 и после него, а также на выходе из главной масляной магистрали установлены тензометрические

датчики давления 4, 5, 7, сигналы с которых через приставку KRP-4M выводятся на ЭВМ.

При работе ДВС в главной масляной магистрали формируется давление, которое распространяется последовательно от масляного насоса 2 к фильтру 3, а далее к подшипникам 6. Тензометрические датчики 4 и 5 измеряют давление до и после фильтра. Кран 8 на выходе из главной масляной магистрали закрыт. При выводе двигателя на установившийся режим кран 8 открывается, при этом часть масла перепускается через дроссель 9 (сечение дросселя подбирается экспериментально для различных ДВС). Как только стабилизируются утечки масла через дроссель 9, что определяется датчиком 7 по постоянству величины давления, кран 8 (или электромагнитный клапан) мгновенно перекрывает сечение дросселя 9. В результате этого возникает волна обратного давления, которая в идеальном варианте должна удвоиться. Давление $P_{отр}^1$ отраженной волны, измеряемое датчиком 7, в упрощенном виде рассчитывается по формуле

$$P_{отр}^1 = 2 \cdot P_n, \quad (8)$$

где P_n — давление, измеряемое датчиком давления 7 до перекрытия крана, МПа.

В реальных условиях давление обратной волны несколько уменьшается по причине демпфирования объемами масляного тракта. Давление отраженной волны в реальных условиях $P_{отр}$ определяется по формуле

$$P_{отр} = 2 \cdot k_o \cdot P_n, \quad (9)$$

где k_o — коэффициент, учитывающий снижение давления отраженной волны из-за демпфирования объемами масляного тракта (k_o определяется экспериментально для нового двигателя).

Отраженная от крана 8 волна направляется в обратном направлении через главную масляную магистраль. Датчиком 7 измеряется величина давления обратной волны (не демпфированная объемами масляного тракта). Далее волна достигает последовательно по ходу движения в обратном порядке каждого из пяти коренных подшипников. Степень снижения величины волны давления будет зависеть от размера зазоров в подшипниках: чем больше зазоры, тем выше степень ослабления волны, которую фиксирует датчик 5. Давление у датчика 5 вычисляется по формуле

$$P_5 = k_d \cdot P_{отр}, \quad (10)$$

где k_d — общий коэффициент, учитывающий степень ослабления волны давления на каждом подшипнике.

При этом k_d определяется следующим образом:

$$k_d = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5, \quad (11)$$

где k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 — коэффициенты, учитывающие степень ослабления волны давления на 1–5-м подшипнике.

Следует отметить, что значения этих коэффициентов зависят от действительного зазора в соответствующих подшипниках. Чем больше зазоры, тем ниже коэффициенты k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 .

Таким образом, по измеренным датчиками 7 и 5 давлением и отношению $P_{отр}/P_5$ устанавливается степень износа подшипников КШМ. Причем с ростом степени износа подшипников возрастает и диагностируемая величина отношения давлений.

Далее обратная волна достигает масляного фильтра 3, и датчик 5 измеряет давление после фильтра. В зависимости от сопротивления фильтра обратная волна или полностью задерживается на нем (при предельном загрязнении фильтра), или, частично ослабляясь, распространяется далее к масляному насосу 2. До фильтра давление измеряется датчиком 4. При этом степень загрязнения фильтроэлемента считают достигшей максимального значения, а ФЭ — выработавшим свой ресурс с момента неизменности знака величины перепада давления при гидроударе.

Экспериментальные исследования степени загрязненности фильтроэлементов. В соответствии с изложенной выше методикой были проведены экспериментальные исследования [1, 5, 6, 9]. Их цель — раскрыть взаимосвязь между величиной перепада давления на фильтроэлементе и степенью его засоренности при формировании гидроудара. Результаты исследований представлены на рис. 2.

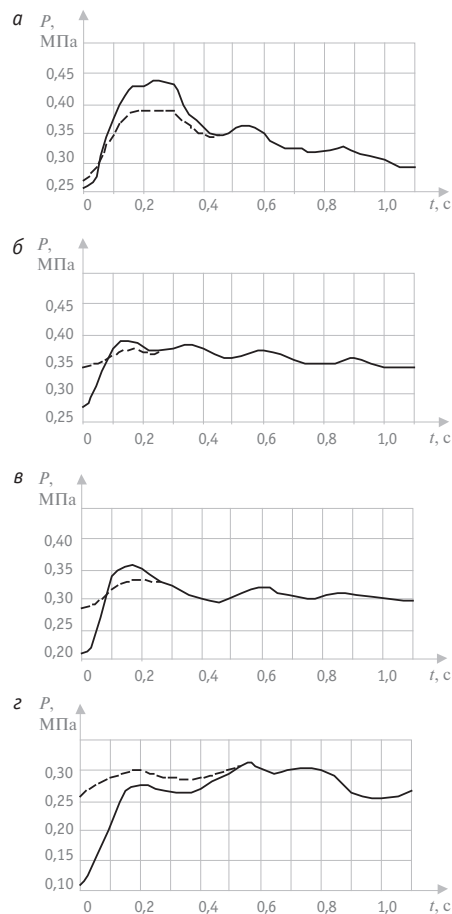


Рис. 2. Изменение величины давления до (пунктирная линия) и после (сплошная) фильтроэлемента при исходном перепаде давления: а — 0,01 МПа; б — 0,065 МПа; в — 0,08 МПа; з — 0,15 МПа

Как показали эксперименты, перепад давления, вызванный гидроударом, изменяется по абсолютной величине и знаку (рис. 3). Режим диагностирования задается частотой вращения коленчатого вала, при которой: обеспечивается постоянный перепад давления масла $\Delta P = 0,01 - 0,15$ МПа на фильтре; мгновенно и кратковременно ($t < 0,8 - 1,0$ с) перекрывается сечение маслопровода после фильтра; формируется гидравлический удар.

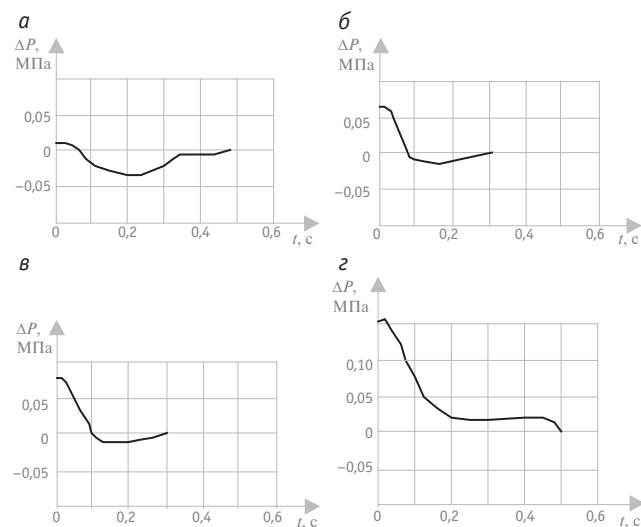


Рис. 3. Перепад давления на фильтроэлементе

При этом «+» (то, что находится выше нуля) соответствует движению масла от насоса к быстродействующему клапану, а «-» (ниже нуля) — обратному движению жидкости (см. рис. 3а, б, в). Направление движения жидкости меняется через ФЭ несколько раз. При достижении предельного значения загрязнения фильтроэлемента ($\Delta P = 0$ при $t > 0,4$ с) возникает такое гидравлическое сопротивление ФЭ, что гидроударная волна уже не проходит через него в обратном направлении (см. рис. 3г), и его ресурс считается выработанным.

Выводы

1. Установлено, что наиболее чувствительным диагностическим параметром при определении технического состояния масляного фильтра является величина перепада давления на фильтроэлементе в момент формирования гидроудара — при кратковременном перекрытии сечения напорного трубопровода масляной магистрали после фильтра. Измеренная величина перепада давления на ФЭ, ее знак и изменение характеризуют степень загрязнения фильтроэлемента.

2. Для диагностирования степени засоренности фильтроэлемента разработаны установка и способ определения технического состояния ФЭ по величине перепада на нем давления при формировании гидроудара [8].

3. Экспериментально установлено, что при достижении предельного значения гидравлического сопротивления ФЭ гидроударная волна не проходит через него в обратном направлении. Это состояние соответствует максимальной степени загрязненности фильтроэлемента, а его ресурс считается выработанным.

Литература

1. Гриценко А. В. Диагностирование подшипников кривошипно-шатунного механизма двигателя внутреннего сгорания по параметрам пульсации давления в центральной масляной магистрали : дис. ... канд. техн. наук. Челябинск : ЧГАУ, 2009.
2. Гриценко А. В. Разработка средств и методов диагностирования с частично параллельным резервированием элементов, а также с устранением лишних диагностических операций и диагностических параметров // Вестник КрасГАУ. 2012. № 7. С. 120–125. ISSN 1819-4036.
3. Продление срока службы турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора в системе смазки / А. В. Гриценко, А. М. Плаксин, А. Ю. Бурцев и др. // Фундаментальные исследования. 2014. № 6. Ч. 4. С. 728–732. ISSN 1812-7339.
4. Увеличение надежности турбокомпрессоров автотракторной техники применением гидроаккумулятора / А. В. Гриценко, А. М. Плаксин, А. Ю. Бурцев и др. // Вестник КрасГАУ. 2014. № 8. С. 176–180. ISSN 1819-4036.
5. Гриценко А. В. Метод и средство определения технического состояния масляных фильтроэлементов // Вестник ЧГАА. 2012. Т. 60. С. 40–44. ISSN 2227-7005.
6. Гриценко А. В., Куков С. С. Диагностирование системы смазки двигателя внутреннего сгорания // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2009. № 1. С. 33–34. ISSN 0206-572X.

References

1. Gritsenko A. V. Diagnostirovanie podshipnikov krivoshipno-shatunogo mekhanizma dvigatelya vnutrennego sgoraniya po parametram pulsatsii davleniya v tsentralnoy maslyanoy magistrali : dis. ... kand. tekhn. nauk [Diagnosing bearings of combustion engine main circulation system by parameters of central oil line pressure pulsation : PhD in Engineering Thesis]. Chelyabinsk : ChGAU, 2009.
2. Gritsenko A. V. Razrabotka sredstv i metodov diagnostirovaniya s chastichno parallelnym rezervirovaniem elementov, a takzhe s ustraneniem lishnikh diagnosticheskikh operatsiy i diagnosticheskikh parametrov [Development of means and methods of diagnosis with partial parallel element redundancy, and elimination of unnecessary diagnostic operations and diagnostic parameters] // Vestnik KrasGAU. 2012. № 7. S. 120–125. ISSN 1819-4036.
3. Prodlenie sroka sluzhby turbokompressorov avtotraktornoy tekhniki primeneniem gidroakkumulyatora v sisteme smazki [Extending the life of turbochargers in vehicles by using accumulator in lubrication system] / A. V. Gritsenko, A. M. Plaksin, A. Yu. Burtsev i dr. // Fundamentalnye issledovaniya. 2014. № 6. Ch. 4. S. 728–732. ISSN 1812-7339.
4. Uvelichenie nadezhnosti turbokompressorov avtotraktornoy tekhniki primeneniem gidroakkumulyatora [Increase of reliability of turbochargers in vehicles by accumulator in lubrication system] / A. V. Gritsenko, A. M. Plaksin, A. Yu. Burtsev i dr. // Vestnik KrasGAU. 2014. № 8. S. 176–180. ISSN 1819-4036.
5. Gritsenko A. V. Metod i sredstvo opredeleniya tekhnicheskogo sostoyaniya maslyanykh filtroelementov [A method and means for determining technical condition of oil filter elements] // Vestnik ChGAA. 2012. T. 60. S. 40–44. ISSN 2227-7005.

7. Гриценко А. В., Куков С. С. Диагностирование двигателей внутреннего сгорания по давлению масла // Механизация и электрификация сельского хозяйства. 2013. № 1. С. 22–24. ISSN 0206-572X.
8. Способ безразборной диагностики степени износа подшипников двигателя внутреннего сгорания и фильтроэлементов / С. С. Куков, А. В. Гриценко : пат. 2398200 Российская Федерация. № 2009123745/06 ; заявл. 22.06.09 ; опубл. 27.08.10, Бюл. № 24.
9. Гриценко А. В., Куков С. С., Глемба К. В. Методические приемы повышения точности диагностирования подшипников коленчатого вала // Вестник ЧГАА. 2010. Т. 57. С. 51–56. ISSN 2227-7005.
10. Подшипник скольжения / В. К. Глемба, К. В. Глемба : пат. на полезную модель 85958 RU F 16 C 33/04 Российская Федерация. № 2009114612 ; опубл. 20.08.09, Бюл. № 23.
11. Глемба В. К., Глемба К. В. Продление срока службы подшипников скольжения коленчатого вала двигателя внутреннего сгорания // Вестник ЧГАА. 2010. Т. 57. С. 34–35. ISSN 2227-7005.
12. Гриценко А. В., Глемба К. В., Ларин О. Н. Диагностирование коренных и шатунных подшипников кривошипно-шатунного механизма // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2014. Т. 14. № 1. С. 63–71. ISSN 1990-8504.
6. Gritsenko A. V., Kukov S. S. Diagnostirovanie sistemy smazki dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Combustion engine lubrication system diagnosis] // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. 2009. № 1. S. 33–34. ISSN 0206-572X.
7. Gritsenko A. V., Kukov S. S. Diagnostirovanie dvigateley vnutrennego sgoraniya po davleniyu masla [Diagnosing combustion engines by oil pressure] // Mekhanizatsiya i elektrifikatsiya selskogo khozyaystva. 2013. № 1. S. 22–24. ISSN 0206-572X.
8. Sposob bezrazbornoy diagnostiki stepeni iznosa podshipnikov dvigatelya vnutrennego sgoraniya i filtroelementov [A method for in-place wear diagnosis of combustion engine bearings and filter elements] / S. S. Kukov, A. V. Gritsenko : pat. 2398200 Rossiyskaya Federatsiya. № 2009123745/06 ; yayavl. 22.06.09 ; opubl. 27.08.10, Bul. № 24.
9. Gritsenko A. V., Kukov S. S., Glemba K. V. Metodicheskie priemy povysheniya tochnosti diagnostirovaniya podshipnikov kolenchatogo vala [Methodological techniques to improve crankshaft bearings diagnosis accuracy] // Vestnik ChGAA. 2010. T. 57. S. 51–56. ISSN 2227-7005.
10. Podshipnik skolzheniya [Friction bearing] / V. K. Glemba, K. V. Glemba : pat. na poleznuyu model 85958 RU F 16 C 33/04 Rossiyskaya Federatsiya. № 2009114612 ; opubl. 20.08.09, Bul. № 23.
11. Glemba V. K., Glemba K. V. Prodlenie sroka sluzhby podshipnikov skolzheniya kolenchatogo vala dvigatelya vnutrennego sgoraniya [Extending friction bearings life of combustion engine crankshaft] // Vestnik ChGAA. 2010. T. 57. S. 34–35. ISSN 2227-7005.
12. Gritsenko A. V., Glemba K. V., Larin O. N. Diagnostirovanie korennykh i shatunnykh podshipnikov krivoshipno-shatunnogo mekhanizma [Main and rod bearings diagnosis in main circulation system] // Vestnik YuUrGU. Ser. Mashinostroenie. 2014. T. 14. № 1. S. 63–71. ISSN 1990-8504.

УДК 656.13/73.31.41

Дмитрий Александрович Захаров, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Эксплуатация автомобильного транспорта» Тюменского государственного нефтегазового университета (ТюмГНГУ), Владимир Николаевич Карнаухов, доктор технических наук, профессор кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Тюменского государственного нефтегазового университета (ТюмГНГУ), Инна Владимировна Карнаухова, аспирант кафедры «Эксплуатация автомобильного транспорта» Тюменского государственного нефтегазового университета (ТюмГНГУ)

РАСЧЕТ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ АВТОМОБИЛЕЙ ПРИ НИЗКИХ ТЕМПЕРАТУРАХ

UDC 656.13/73.31.41

Dmitriy Alexandrovich Zakharov, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Department of Motor Transport Operation, Tyumen State Oil and Gas University (TSOGU), Vladimir Nikolayevich Karnaukhov, DSc in Engineering, Professor, Department of Motor Transport Operation, Tyumen State Oil and Gas University (TSOGU), Inna Vladimirovna Karnaukhova, graduate student, Department of Motor Transport Operation, Tyumen State Oil and Gas University (TSOGU)

Calculation of car fuel efficiency at low temperatures

Аннотация

Предложена методика оптимизации расхода топлива в условиях низких температур окружающего воздуха. Основой методики является определение приспособленности автомобиля по расходу топлива к понижению температуры. Приведены результаты теоретического расчета норм расхода топлива и их экспериментального подтверждения.

Ключевые слова: расход топлива, низкая температура, коэффициент приспособленности.

Summary

A method for optimizing fuel consumption at low ambient temperatures is proposed. The basis of the methodology is to determine the adjustability of vehicle fuel consumption to lower temperatures. The results of theoretical calculation of fuel consumption rates and their experimental confirmation are provided.

Keywords: fuel consumption, low temperature, coefficient of adjustability.

На автотранспортных предприятиях актуальной задачей остается экономное и рациональное использование горюче-смазочных материалов (ГСМ). Эффективность использования ГСМ, количественная и качественная их сохранность во многом зависят от организации управления расходом топливно-энергетических ресурсов.

Анализ последних исследований и публикаций свидетельствует о том, что проблема рационального использования топливно-энергетических ресурсов в условиях низких температур актуальна. Согласно расчетным данным, расходы ГСМ на автомобильном транспорте достигают 30 % от общих затрат на единицу транспортной работы. А опыт показывает, что фактический расход ГСМ может быть понижен на 20 % и более, в результате чего себестоимость перевозок грузов понижается на 3–4 % [1].

Цель данной работы — определить нормирование расхода топлива с учетом изменения реальных условий эксплуатации.

Вопросам экономии топлива посвящено большое количество трудов отечественных и зарубежных ученых. Все авторы отмечают следующие направления снижения расхода топлива: уменьшение максимальной скорости движения на дорогах, улучшение организации движения, повышение мастерства водителя, совершенствование технического обслуживания, улучшение или оптимизация конструкции и технологии изготовления автомобильной техники, упорядочение нормативных мер по экологии и разработка объективных норм, удовлетворяющих требованиям Комитета по внутреннему транспорту Экономической комиссии ООН.

Нормы расхода топлива на пробег и транспортную работу могут быть вычислены аналитически, а также определены экспериментально. Расчет расхода топлива за смену с учетом

норм на пробег H_1 , транспортную работу H_2 , езду с грузом H_3 и условий эксплуатации ω производится по уравнению А. М. Шейнина [2]

$$Q = \left(\frac{H_1 L}{100} + \frac{H_2 W}{100} + H_3 Z \right) \cdot \omega, \quad (1)$$

где L — пробег, км;

W — транспортная работа, т·км;

Z — число ездов с грузом;

ω — коэффициент корректирования норм в зависимости от условий эксплуатации.

Следует отметить, что действующая система нормирования [формула (1)] предусматривает увеличение расхода топлива в зимний период, не учитывая ни фактической температуры воздуха, ни фактических значений атмосферного давления, плотности и влажности воздуха, поступающего в цилиндры двигателей. В результате эти ее недостатки способствуют значительному перерасходу топлива.

Анализ исследований топливной экономичности автомобилей при низких температурах воздуха показал, что расход топлива за смену в условиях нефтегазового комплекса складывается из расхода на пробег автомобиля, расхода топлива при работе двигателя на холостом ходу во время длительных стоянок и расхода топлива, затрачиваемого на прогрев охлажденных во время таких стоянок ведущих мостов и шин. То есть уравнение расхода топлива за смену Q_t при низких температурах воздуха можно записать в виде

$$Q_t = Q_1 + Q_2 + Q_3, \quad (2)$$

где Q_1 — расход топлива на движение автомобиля с установленными температурами его элементов, л;

Q_2 — расход топлива на прогрев двигателя на холостом ходу во время длительных стоянок, л;

Q_3 — расход топлива на прогрев охлажденных элементов автомобиля при движении его после длительных стоянок, л.

Расход топлива Q_1 для автомобилей можно представить в соответствии с уравнением нормирования А. М. Шейнина как

$$Q_1 = \frac{H_1 L}{100} \cdot A, \quad (3)$$

где A — коэффициент приспособленности автомобиля по расходу топлива к понижению температуры окружающего воздуха.

При постоянной работе двигателя на холостом ходу во время длительных стоянок расход топлива будет значительно выше, чем при периодических пусках двигателя с целью его прогрева во время таких стоянок. В подобных случаях, чтобы экономно расходовать топливо, необходимо пользоваться только периодическим включением двигателя для прогрева. Для этого прежде всего необходимо задать минимально допустимую температуру двигателя при охлаждении во время длительных стоянок и температуру, до которой следует прогреть двигатель перед началом движения.

Выбор предельной температуры охлаждения обусловлен рекомендациями заводов-изготовителей по допустимой температуре двигателя, при которой рекомендуется начинать движение, и тем, что за время охлаждения двигателя до температуры 40–50°C комфортность условий в кабине (салоне) заметно не ухудшится.

Если время охлаждения двигателя до температуры 40°C больше времени стоянки, то двигатель необходимо запустить и прогреть до 60–65°C для грузовых и до 70–80°C для легковых автомобилей [3].

С учетом высказанных предпосылок расход топлива Q_2 можно найти по уравнению

$$Q_2 = q_{xx} \tau_p n_p, \quad (4)$$

где q_{xx} — расход топлива двигателем при его прогреве на холостом ходу, л/ч;

τ_p — время одного разогрева двигателя, ч;

n_p — количество разогревов двигателя за смену,

$$n_p = (\tau_c - \sum \tau_{ci}) / (\tau_p + \tau_0), \quad (5)$$

где τ_c — суммарное время простоя за смену, ч;

τ_{ci} — время i -й стоянки, которое меньше τ_0 , ч;

τ_0 — время охлаждения двигателя, ч.

Суммарное время простоя за смену представляет собой разницу между временем в наряде τ_n , временем движения τ_d и $\sum \tau_{ci}$:

$$\tau_c = \tau_n - \tau_d - \sum \tau_{ci}. \quad (6)$$

Время движения определяется по технической скорости V_T и пробегу за смену L :

$$\tau_d = L / V_T. \quad (7)$$

С учетом уравнений (5)–(7) расход топлива Q_2 можно найти по формуле

$$Q_2 = q_{xx} \cdot \sum_{i=1}^n \tau_{ппр i}, \quad (8)$$

где q_{xx} — расход топлива двигателем при его прогреве работой на холостом ходу, л/г;

n — количество разогревов за смену;

$\tau_{ппр i}$ — продолжительность прогрева двигателя на холостом ходу во время i -й остановки, ч.

Время одного разогрева охлажденного двигателя возрастает с понижением температуры воздуха по зависимости, близкой к линейной. Определение параметров этой зависимости для различных автомобилей не представляет каких-либо затруднений и доступно для любого автотранспортного предприятия.

При расчете времени охлаждения двигателя предлагается использовать известную из теории теплопередачи формулу, которая позволяет определить этот параметр для любых температур двигателя и воздуха,



$$\tau = \frac{1}{m} \cdot \ln \frac{t_y - t_n}{t_y - t_k}, \quad (9)$$

где τ — время изменения температуры от t_n до t_k , мин;
 m — темп изменения температуры при разогреве (охлаждении), мин^{-1} ;
 t_y, t_n, t_k — установившаяся, начальная и конечная температура двигателя соответственно, $^{\circ}\text{C}$.

Темп охлаждения двигателя устанавливается экспериментально для конкретных автомобилей. Зная расход топлива двигателем на холостом ходу и имея возможность рассчитать время прогрева и охлаждения двигателя, мы можем определить расход топлива, необходимый для поддержания теплового режима двигателя и кабины (салона) за смену.

На практике пробег за смену и время в наряде фиксируются в путевом листе, а количество и длительность стоянок отражаются в паспорте маршрута, который наряду с заявкой служит основанием для заключения договора на перевозку.

Расход топлива Q_3 может быть найден по формуле

$$Q_3 = \sum n_{\tau} \cdot \Delta q_{\tau}, \quad (10)$$

где n_{τ} — количество остановок длительностью τ ;
 Δq_{τ} — расход топлива на прогрев охлажденных элементов автомобиля после остановки длительностью $\tau_{\text{ост}}$ при данной температуре t_b окружающего воздуха, л/ост.

В соответствии с (3), (8), (10) уравнение (2) примет вид

$$Q_i = \frac{H_1 L}{100} \cdot A + q_{\text{xx}} \sum_{i=1}^n \tau_{\text{пр}i} + \sum n_{\tau} \cdot \Delta q_{\tau}. \quad (11)$$

Выражение (11) представляет собой уравнение нормирования расхода топлива при низких температурах окружающего воздуха.

Таким образом, экспериментально определив характеристики коэффициента приспособленности автомобилей к понижению температуры воздуха [формула (12)], мы можем осуществлять ежедневный расчет нормативного расхода топлива, который с большой достоверностью отражает реальные условия работы автомобиля [формула (11)]:

$$A = 1 + C(\bar{t}_b - t_{\text{bo}})^2 + C \cdot \sigma_b^2, \quad (12)$$

где C — коэффициент приспособленности автомобиля по расходу топлива к температуре окружающего воздуха в зависимости от его дисперсии;

\bar{t}_2 — средняя температура воздуха;
 t_{bo} — оптимальная температура воздуха;
 σ_b^2 — дисперсия случайной величины t_b .

Значения коэффициента приспособленности рассчитаны по результатам подконтрольной эксплуатации автотранспорта (табл. 1). В соответствии с изложенным принимаем значения C и t_{bo} , полученные по данным подконтрольной эксплуатации автомобилей КамАЗ-5410, «Урал-44202», «Урал-4420» и ЗИЛ-4514. Уравнение приспособленности для расчетов примет вид

$$A = 1 + 96 \cdot 10^{-6} (t_{\text{bo}} - 13)^2. \quad (13)$$

Таблица 1

Значения коэффициента приспособленности A при изменении температуры окружающего воздуха

Марка автомобиля	Температура окружающего воздуха, $^{\circ}\text{C}$					
	+20	0	-10	-20	-30	-40
КамАЗ-5410	1,00	1,02	1,05	1,10	1,18	1,27
«Урал-44202»	1,00	1,02	1,07	1,14	1,23	1,34
«Урал-4420»	1,00	1,04	1,09	1,16	1,24	1,33
ЗИЛ-4514	1,00	1,02	1,05	1,10	1,17	1,25

В результате экспериментов, проведенных на основе формулы расчета (11), экономия топлива на вышеперечисленных марках автомобилей при низких температурах эксплуатации составила от 5 до 10%. Следовательно, при низких температурах окружающего воздуха необходимо использовать рекомендации, разработанные по результатам испытаний автомобиля и направленные на оптимизацию расхода топлива в этих условиях. Такое требование методики основано на том, что коэффициент A уравнения (13) соответствует максимальной приспособленности автомобиля по расходу топлива к понижению температуры окружающего воздуха, достигаемой за счет эксплуатационных мероприятий.

Литература

1. Веревкин Н. И., Давыдов Н. А., Джерихов В. Б. Экономия топливно-энергетических ресурсов : учеб. пособие. СПб. : СПбГАСУ, 2011. 38 с.
2. Шейнин А. М. Эксплуатационная топливная экономичность. М. : Автотрансиздат, 1963. 168 с.
3. Трофимова Т. И. Курс физики : учеб. пособие для вузов ; 11-е изд., стереотип. М. : Академия, 2006. 560 с.

References

1. Vervovkin N. I., Davydov N. A., Dzhherikhov V. B. Ekonomiya toplivno-energeticheskikh resursov : ucheb. posobie [Fuel and energy resource saving : a textbook]. SPb. : SPbGASU, 2011. 38 s.
2. Sheynin A. M. Eksploatatsionnaya toplivnaya ekonomichnost [Operational fuel efficiency]. M. : Avtotransizdat, 1963. 168 s.
3. Trofimova T. I. Kurs fiziki : ucheb. posobie dlya vuzov ; 11-e izd., stereotip [A Course of Physics : textbook for universities ; 11th ed., stereotype]. M. : Akademiya, 2006. 560 s.

УДК 622.684

Артем Геннадиевич Журавлев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник лаборатории транспортных систем карьеров и геотехники Института горного дела Уральского отделения Российской академии наук (ИГД УрО РАН), Екатеринбург

ВЫБОР РАЦИОНАЛЬНОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ КАРЬЕРНЫХ АВТОСАМОСВАЛОВ ДЛЯ КОНКРЕТНЫХ УСЛОВИЙ ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ

UDC 622.684

Artem Gennadievich Zhuravlev, PhD in Engineering, Senior Researcher, Quarry Transport Systems and Geotechnics Laboratory, Institute of Mining, Ural Branch of the Russian Academy of Sciences (IM UB RAS), Ekaterinburg

Choice of rational capacity of haul trucks for specific transportation conditions

Аннотация

В условиях большого разнообразия моделей при обосновании парка карьерных автосамосвалов для доставки руды возникает необходимость в применении специальной методики выбора рациональной грузоподъемности, обеспечивающей наилучшие экономические показатели. В статье приведена такая методика, в основу которой положено использование ряда регрессионных зависимостей, компьютерное моделирование движения самосвалов, технико-экономические расчеты. На конкретном примере показано влияние дальности, объема перевозок и срока эксплуатации транспортной системы на рациональное значение грузоподъемности. Приведены критерии выбора грузоподъемности при равноценных экономических показателях.

Ключевые слова: технико-экономические показатели, методика выбора грузоподъемности, карьерные автосамосвалы, промышленный транспорт, компьютерное моделирование.

Summary

To justify selection of specific haul trucks for ore transportation from a wide variety of models a special method should be used that allows to select reasonable carrying capacity ensuring the best economic performance. The article describes such a method, which is based on the use of a number of regressions, computer simulation of truck traffic, technical and economic analysis. A specific example illustrates the effect of distance, transportation volume and lifetime of the transport system on the reasonable carrying capacity. The criteria of selection of capacity at equivalent economic indicators are given.

Keywords: technical and economic parameters, capacity selection method, haul trucks, industrial transport, computer simulation.

В настоящее время на горнодобывающих предприятиях с открытым способом разработки наибольшее распространение благодаря мобильности и относительно невысоким первоначальным капиталовложениям получил автомобильный технологический транспорт. Диапазон горнотехнических и климатических условий, в которых применяются карьерные автосамосвалы, чрезвычайно широк, поэтому линейка моделей и модификаций у каждого производителя весьма разнообразна. В связи с этим при проектировании карьеров или их техническом перевооружении очень важен выбор рациональной грузоподъемности автосамосвалов для транспортирования горной массы как на внутрикарьерных, так и на магистральных перевозках.

За последние 20 лет в конструкции карьерных автосамосвалов достигнут большой прогресс, поэтому использование устаревших на настоящий момент нормативных документов для выбора грузоподъемности приводит в ряде случаев к существенным ошибкам. Кроме того, если выполняется поисковая работа на перспективу с рассмотрением принципиально новых транспортных средств, то нормативный метод вообще неприменим.

Цепочка влияния грузоподъемности на технико-экономические показатели автотранспортного звена выглядит следующим образом:

а) грузоподъемность определяет два ключевых параметра — парк (количество) и массогабаритные показатели автосамосвалов;

б) от парка и массогабаритных показателей зависят затраты на:

строительство и содержание автодорог (через интенсивность движения, количество полос, несущую способность, ширину полосы);

строительство и содержание ремонтно-гаражного хозяйства (через габариты постов обслуживания и мест хранения, количество автосамосвалов);

расходные материалы и запасные части (через типоразмер комплектующих и объем потребления ресурсов — топлив, масел и т. п.);

оплату труда (через количество автосамосвалов).

Таким образом, можно выстроить методику расчета технико-экономических показателей, базовым варьируемым параметром которой будет грузоподъемность автосамосвала. Критериями для выбора наилучшего варианта грузоподъемности могут служить чисто технические характеристики (производительность, топливная экономичность и др.), однако комплексным показателем все же служит экономическая оценка. Поэтому в основу разрабатываемой методики выбора рациональной грузоподъемности карьерных автосамосвалов для условий конкретного карьера было положено экономико-математическое моделирование, которое позволяет учесть большинство влияющих факторов и различные варианты применения автосамосвалов.

В табл. 1 приведена общая концепция разработанной методики, особенности которой — применение имитационного компьютерного моделирования для установления эксплуатационных характеристик карьерных автосамосвалов, а также использование регрессионных зависимостей технических и стоимостных показателей от грузоподъемности и габаритов автосамосвалов. Это позволяет повысить точность расчетов.

В табл. 1 приведена общая концепция разработанной методики, особенности которой — применение имитационного компьютерного моделирования для установления эксплуатационных характеристик карьерных автосамосвалов, а также использование регрессионных зависимостей технических и стоимостных показателей от грузоподъемности и габаритов автосамосвалов. Это позволяет повысить точность расчетов.

Таблица 1

Укрупненная структура экономико-математической модели

Уровень	Математическая модель
Исходные данные	R — режим работы предприятия (количество и продолжительность смен в сутки и т. п.) $K_{см}$ — коэффициенты, учитывающие режим работы транспорта внутри одной смены и организацию транспортной работы $K_{тр}$ — коэффициент технической готовности автосамосвала $Q_{год}$ — плановый годовой объем перевозок, млн т $РКД$ — регрессионная модель конструкции автодороги, определяющая зависимость ширины автодороги от ширины автосамосвала $РСД$ — регрессионная модель удельных затрат на строительство автодорог в зависимости от ширины и протяженности $РЭД$ — регрессионная модель удельных затрат на содержание автодорог $РСМ$ — регрессионная модель удельных затрат на строительство мостов в зависимости от их длины, ширины, несущей способности, а также глубины реки $K_{ТОиР}$ — коэффициент, учитывающий систему организации ТОиР T_k — период существования карьера (период оценки)
Моделирование	$T_p = f(\text{САМОСВАЛ})$ — продолжительность рейса, ч $G_p = f(\text{САМОСВАЛ})$ — расход топлива автосамосвалом за рейс, кг $\Pi_{смены} = f(K_{см}; T_p; q_{ас})$ или $\Pi_{сут} = f(\text{ТСК})$
Годовые технико-экономические показатели	$\Pi_{год} = f[R; \Pi_{сут} = f(R; \Pi_{смены})]$ — годовая производительность одного автосамосвала $N_{ас(р)} = f(Q_{год}; \Pi_{год})$ — рабочий парк автосамосвалов, ед. $N_{ас(сп)} = f(N_{ас(р)}; K_{тр})$ — списочный парк автосамосвалов, ед. $L_r = f(L; N_{ас(р)}; \Pi_{год})$ — пробег по парку автосамосвалов за год, км
Автодороги	$B_{ас} = f(q_{ас})$ — ширина автосамосвала, м $N_{ид} = f(N_{ас(р)}; \Pi_{сут})$ — интенсивность движения по автодороге, авт./сут $n_{пол} = f(N_{ид}; \Pi_{сут})$ — количество полос для движения на автодороге $B_{ад} = f(n_{пол}; B_{ас}; РКД)$ — ширина автодороги, м
Годовые эксплуатационные затраты	$N_{вс} = f(N_{ас(р)}; K_{ТОиР}; R)$ — списочная численность водителей, чел. $Z_{эп} = f(N_{вс}; \text{средняя заработная плата; налоги})$ — затраты на оплату труда, руб. $Z_{эт} = f(N_{ас(р)}; \Pi_{год}; G_p; \Pi_r)$ — годовые затраты на дизельное топливо, руб. $Z_{эш} = f(L_r; \text{ресурс шины}; \Pi_{ш})$ — годовые затраты на замену шин, руб. $Z_{эм} = f(L_r; \text{норма расхода масел и смазок}; \Pi_{м})$ — годовые затраты на масла и смазки, руб. $Z_{эТОиР} = f(N_{ас(сп)}; L_r; q_{ас}; \text{норма затрат})$ — годовые затраты на техническое обслуживание и ремонт (включая затраты на содержание зданий и сооружений, зарплату ремонтного и обслуживающего персонала, запасные части), руб. $Z_{эад} = f(B_{ад}; L; РЭД)$ — годовые затраты на содержание автодорог, руб. $Z_{эас} = f(\Pi_{ас}; \text{срок службы автосамосвала})$ — годовые затраты на замену изношенных автосамосвалов, руб. $Z_{э} = Z_{эп} + Z_{эт} + Z_{эш} + Z_{эм} + Z_{эТОиР} + Z_{эад} + Z_{эас}$ — суммарные годовые эксплуатационные затраты, руб.
Первоначальные капитальные затраты	$Z_{кас} = f(N_{ас(сп)}; \Pi_{ас})$ — первоначальные затраты на покупку автосамосвалов, руб. $Z_{кад} = f(B_{ад}; L; РКД)$ — затраты на строительство автодорог, руб. $Z_{км} = f(L_{ад}; B_{ад}; q_{ас}; РСМ)$ — затраты на строительство мостов, руб. $Z_K = Z_{кас} + Z_{кад} + Z_{км}$
Экономические показатели	$ДЗ = f(Z_K; Z_{э}; \text{период оценки})$ — дисконтированные затраты, руб. $СВ = Z_K + Z_{э} \cdot T_k$ — суммарные затраты за период оценки (стоимость владения), руб. $Z_{\Sigma 1т} = СВ/Q_{год}$ — суммарные затраты на 1 т перевезенной горной массы, руб.

Примечание. САМОСВАЛ — многофакторная имитационная модель движения карьерного автосамосвала в рамках рейса по заданной трассе [1]; ТСК — многофакторная имитационная модель функционирования транспортной системы карьера [2].

Выбор грузоподъемности производится следующим образом.

1. Определяется тип транспортных средств и марка автосамосвалов, для которых можно считать достоверными зависимости технических и технологических параметров от грузоподъемности (в том числе с учетом ряда допущений, но не выходящих за пределы требуемой точности).

2. На основании имитационного моделирования работы автосамосвалов на заданной трассе (с применением программы «Самосвал» [1], созданной в ИГД УрО РАН) устанавливаются технологические показатели (производительность, выработка, расход ресурсов в натуральном выражении) для всего выбранного диапазона грузоподъемностей.

3. Определяется необходимый парк автосамосвалов для перевозки заданного объема горной массы. Для простых транспортных схем достаточно расчета. А для сложных разветвленных транспортных систем выполняется имитационное моделирование с применением компьютерной программы «ТСК» [2, 3], разработанной специалистами ИГД УрО РАН. В этом случае парк самосвалов рассчитывается либо по усредненной производительности автосамосвала, либо путем подбора необходимого количества самосвалов непосредственно при моделировании.

Особого внимания заслуживает решение задач формирования рациональной структуры парка при наличии автосамосвалов различной грузоподъемности. В этом случае можно воспользоваться или специализированными методиками расчета, например приведенной в [4], либо вышеупомянутой универсальной имитационной моделью «ТСК» [2, 3]. Второй вариант имеет преимущество, так как позволяет учитывать большое количество факторов (в том числе особенности организации работ в карьере).

4. Анализируется массив исходных данных и в соответствии с ними определяется структура математической модели (последовательность и соотношение использования регрессионных и аналитических зависимостей для расчета).

5. На основании имеющихся статистических данных устанавливаются регрессионные зависимости параметров автосамосвалов и их технико-экономических показателей от грузоподъемности транспортных единиц, а также зависимости приведенных капитальных и эксплуатационных затрат от определяющих факторов (например, стоимость строительства автодороги от ее ширины, протяженности, несущей способности). Для построения регрессионных зависимостей может быть использована компьютерная программа «Тренды ФСП-1» [5].

6. При помощи регрессионных зависимостей определяются технико-экономические показатели автосамосвалов во всем выбранном диапазоне грузоподъемностей с необходимым шагом. Они рассчитываются по статьям затрат: заработная плата водителей, затраты на замену шин, затраты на дизельное топливо, затраты на техническое обслуживание и ремонт (включая запасные части), затраты на смазочные материалы, иные затраты и накладные расходы. Определяются затраты на приобретение автосамосвалов. Также устанавливаются параметры и стоимость по объектам капитального строительства: стоимость строительства и содержания автодорог, гаражного хозяйства.

7. Определяются сводные экономические показатели затрат на перевозки самосвалами различной грузоподъемно-

сти: капитальные затраты, годовые эксплуатационные затраты, дисконтированные или приведенные затраты на рассматриваемый период оценки.

8. По экономическим показателям выбирается вариант с наименьшими затратами. Для равнозначных по затратам вариантам осуществляется выбор по техническим показателям.

В представленном виде методика позволяет обосновать рациональную грузоподъемность автосамосвалов, перевозящих горную массу от промежуточного склада на борту карьера до обогатительной фабрики или отвала. При необходимости выбрать рациональную грузоподъемность для транспортирования горной массы из карьера дополнительно требуется учитывать затраты на горно-капитальные работы по расширению транспортных берм внутри карьера. Следует отметить, что при помощи данной методики можно не только решать проектные задачи, но и проводить исследования.

Ниже представлены результаты исследований, выполненных для карьеров, которые расположены в зоне суровых климатических условий и которые используют в качестве технологического транспорта только карьерные автосамосвалы. Особенностью является то, что, если карьеры находятся на удаленном расстоянии от обогатительных фабрик, транспортировка за пределами карьера осуществляется также карьерными автосамосвалами от промежуточного перегрузочного пункта. Расчеты выполнены для магистрального звена автотранспорта.

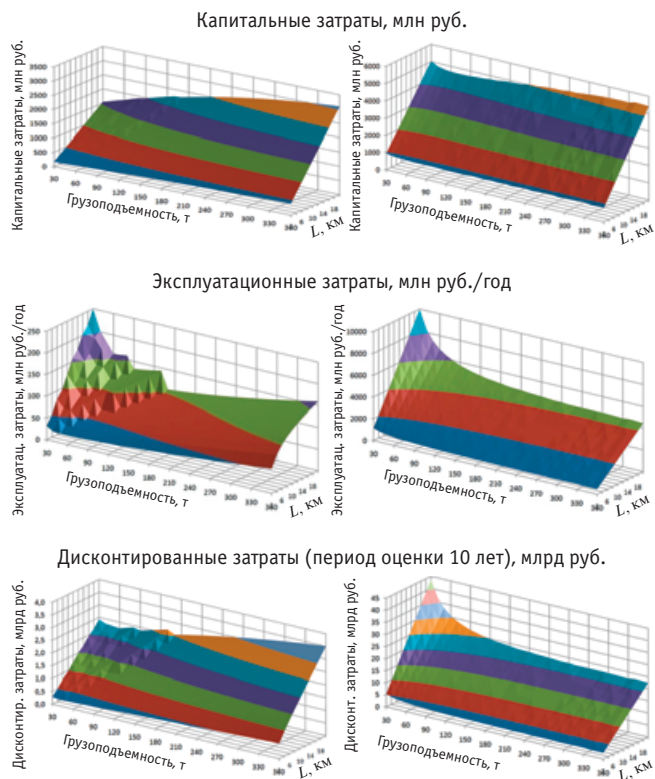


Рис. 1. Результаты расчета технико-экономических показателей транспортирования горной массы карьерными автосамосвалами различной грузоподъемности для вариантов с годовым объемом перевозок 1 млн т (слева) и 40 млн т (справа)

Как видно из рис. 1, годовой объем перевозок оказывает заметное влияние на рациональную грузоподъемность. Так, при низком грузообороте капитальные затраты резко возрастают с ростом грузоподъемности. Это связано с увеличением стоимости автосамосвалов и ростом затрат на гаражное хозяйство, автодороги и мосты, которые существенно выше необходимого уровня («переразмержено»). А при большом грузообороте капитальные затраты не столь резко повышаются в области высоких грузоподъемностей, а в области особо малых снижаются с ростом потребных капиталовложений из-за интенсивного наращивания парка машин. Расстояние транспортирования вызывает пропорциональный рост парка самосвалов во всем диапазоне грузоподъемностей.

В структуре капитальных затрат (рис. 2) преобладают затраты на строительство автодорог, причем тем больше, чем больше дальность транспортирования. С наращиванием годовых объемов перевозок до 30–40 млн т затраты на приобретение самосвалов приближаются к затратам на автодороги.

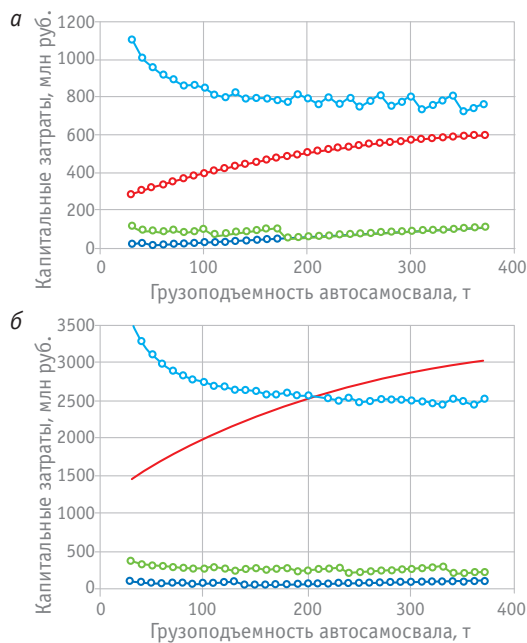


Рис. 2. Структура капитальных затрат:

- a* — при расстоянии транспортирования 4 км;
- б* — при расстоянии транспортирования 20 км;
- АС — затраты на приобретение автосамосвалов при соответствующем годовом объеме перевозок;
- АС 1 млн т/год; —○— АС 4 млн т/год;
- АС 40 млн т/год; —○— автодорога

Эксплуатационные затраты, наоборот, с ростом грузоподъемности сокращаются. Это обусловлено уменьшением затрат на оплату труда и снижением расхода ресурсов. Однако при значительном увеличении грузоподъемности происходит сокращение парка самосвалов до 1–2, что нерационально с точки зрения организации работ, в том числе технического обслуживания и ремонта. Отметим, что при малом объеме перевозок графики имеют скачкообразный характер из-за изменения парка самосвалов при малом количестве последних.

Обобщенный экономический показатель может быть представлен разными способами, например: дисконтированными затратами (как на рис. 1), или совокупными суммарными затратами за весь срок эксплуатации (так называемая «стоимость владения»), или приведенными совокупными затратами на 1 т перевезенной горной массы.

По критерию дисконтированных затрат (см. рис. 1) при малых объемах перевозок наилучшим вариантом будут автосамосвалы с меньшей грузоподъемностью. При значительном же грузообороте затраты монотонно снижаются с ростом грузоподъемности и постепенно приближаются к горизонтальной линии, поэтому выбор рациональной грузоподъемности в этом случае должен базироваться на дополнительной оценке технико-технологических параметров и на пределе допустимого объема капитальных затрат.

Важной проблемой является способ оценки суммарных расходов на основе капитальных и эксплуатационных затрат. Нередко при обосновании параметров транспорта отсутствует информация о доходной части, таким образом, сводный анализ можно провести только по дисконтированным или приведенным затратам. Используем метод дисконтирования как более распространенный в настоящее время, обратив доходную часть потока денег в ноль (рис. 3). В расчетах принимаем, что в первые два года осуществляется строительство инфраструктуры (автодорог, гаражного хозяйства и т. п.) и приобретение технологических автосамосвалов.



Рис. 3. Дисконтированные затраты на транспортирование горной массы в зависимости от грузоподъемности карьерных автосамосвалов (расстояние 20 км, объем перевозок 5 млн т/год):

- a* — при сроке оценки 5 лет и норме дисконта 15 %;
- б* — при сроке оценки 10 лет и норме дисконта 15 %

Из рис. 3 видно, что в зависимости от срока существования транспортной системы (например, 5 и 10 лет) график приведенных дисконтированных затрат изменяется. Для всех вариантов очевидно, что чрезмерно заниженная грузоподъемность приводит к повышению затрат на транспортирование за счет малой единичной производительности машин, увеличенного парка, гаражного хозяйства и сети автодорог. С ростом грузоподъемности затраты снижаются до некоторой величины, которая характеризует рациональный диапазон грузоподъемности автосамосвалов. При существенном увеличении грузоподъемности вновь наблюдается повышение затрат, что обусловлено высокой единичной стоимостью машин, ростом капитальных затрат на строительство гаражного хозяйства и автодорог. Расположение минимума затрат, а значит, и рациональная грузоподъемность зависят от соотношения расстояния транспортирования,

годового объема перевозок, срока существования грузопотока, технических и стоимостных параметров транспортных средств.

Для малых сроков существования транспортной системы (срока отработки карьера) наблюдается четкий минимум по затратам при средней грузоподъемности автосамосвала, например, для 5 лет рациональная грузоподъемность составит 50–80 т (см. рис. 3а). С увеличением срока более 10 лет разница в дисконтированных затратах для грузоподъемности выше средней практически нивелируется: так, экономичность вариантов с грузоподъемностью 70–150 т будет практически одинакова (см. рис. 3б). В этом случае при выборе рациональной грузоподъемности следует проводить углубленный анализ технологических и экономических показателей и использовать дополнительные критерии. Например, оценить:

уровень капитальных затрат, который в общем случае для автосамосвалов меньшей грузоподъемности будет ниже;

наличие уже построенных автодорог, ширина и несущая способность которых определит предпочтительную грузоподъемность;

рациональную грузоподъемность по количеству автосамосвалов в парке с точки зрения оптимизации программы технического обслуживания и ремонта (в частности, для автосамосвалов большой грузоподъемности парк уменьшается до 2–3 машин, что может привести к неравномерности их выхода на линию из-за простоев на ТОиР и, следовательно, из-за неравномерности перевозок, загрузки обогатительной фабрики и работы карьера);

наличие водных преград (рек, болот), что приводит к росту капитальных затрат, так как строительство мостов требует больших расходов, прежде всего для автосамосвалов особо большой грузоподъемности, в этом случае рационально использовать технику с пониженной грузоподъемностью;

иные особенности формирования парка машин, в том числе для специфических условий удаленных месторождений, расположенных на неосвоенных и северных территориях [6].

Отметим, что представленные на рис. 1–3 графики справедливы для указанных выше расчетных условий. Для каждого конкретного карьера сложившаяся практика организации горных работ, система технического обслуживания и ремонта (в том числе сервисное обслуживание) влияют на затрат-

ную часть и тем самым могут изменить соотношение в сторону большей или меньшей грузоподъемности. Методика апробирована при обосновании рациональных видов транспорта для доставки руды от удаленных кимберлитовых месторождений к обогатительным фабрикам в условиях Якутии [7].

Таким образом, можно сделать следующие выводы.

1. Разработанная методика позволяет на основе технико-экономических расчетов с использованием компьютерного моделирования и регрессионных зависимостей установить рациональную для данных условий эксплуатации грузоподъемность транспортных средств. Особенностью методики является комплексный учет факторов, зависящих от грузоподъемности самосвалов и влияющих на капитальные и эксплуатационные затраты. Методика применима для условий магистральных перевозок горной массы от перегрузочного пункта на борту карьера до обогатительной фабрики или отвала. При дополнительном учете горно-капитальных работ она может быть использована и для обоснования параметров карьерных перевозок.

2. Первоначальные капитальные затраты с ростом грузоподъемности автосамосвалов возрастают, что объясняется повышением расходов на строительство автодорог и мостов по пути следования. Интересно, что в структуре капитальных затрат расходы на приобретение самосвалов с ростом грузоподъемности могут как снижаться (при объемах перевозок более 5 млн т и дальности транспортирования свыше 8–10 км), так и возрастать.

3. Для современных карьерных автосамосвалов эксплуатационные затраты сокращаются с ростом грузоподъемности. Это объясняется снижением расхода ресурсов на 1 т перевезенного груза и уменьшением количества водителей.

4. При малых сроках существования транспортной системы (сроке отработки карьера) наименьшими затратами характеризуются автосамосвалы малой и средней грузоподъемности. При длительном сроке эксплуатации месторождения преимущество получают транспортные средства высокой грузоподъемности.

5. Разработанная методика может применяться в комплексе с другими методами для обоснования и оптимизации параметров транспортной системы горнодобывающего предприятия в целом.

Литература

1. Журавлев А. Г. Компьютерное моделирование режимов движения карьерных автосамосвалов с КЭУ // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2011. 0В 11. С. 371–382. ISBN 0236–1493.
2. Транспортная система карьера (ТСК) : свид. 2012617844 о гос. регистрации программы для ЭВМ Рос. Федерация.
3. Имитационное моделирование и автоматизированное управление горнотранспортными работами в карьерах / Р. Г. Салахийев, А. В. Дедюхин, Ю. А. Бахтурин и др. // Горный журнал. 2012. № 1. С. 82–85. ISSN 0017-2278.

References

1. Zhuravlev A. G. Kompyuternoe modelirovanie rezhimov dvizheniya karyernykh avtosamosvalov s KEU [Computer simulation of driving modes of haul trucks with combined powerplant] // Gorniy informatsionno-analiticheskiy byulleten. 2011. 0V 11. S. 371–382. ISBN 0236-1493.
2. Transportnaya sistema karyera (TSK) : svid. 2012617844 o gos. registratsii programmy dlya EVM Ros. Federatsiya [Quarry transport system (QTS) : software RF State Segistration Certificate No. 2012617844].
3. Imitatsionnoe modelirovanie i avtomatizirovannoe upravlenie gornotransportnymi rabotami v karyerakh [Simulation modeling and automated management of mining and transport operations in quarries] / R. G. Salakhiev, A. V. Dedyukhin, Yu. A. Bakhturin i dr. // Gorniy zhurnal. 2012. № 1. S. 82–85. ISSN 0017-2278.

4. Вуейкова О. Н., Ларин О. Н., Куватов В. И. Моделирование работы автомобильно-экскаваторных комплексов при перевозке горнорудной массы в карьерах // Транспорт Урала. 2013. № 1 (36). С. 20–24. ISSN 1815-9400.
 5. Уравнения нелинейной регрессии, тренды двумерные функционально-факторные с самоопределяющимися параметрами и повышенной достоверностью (Тренды ФСП-1) : программа для ЭВМ 2011616230 Рос. Федерация.
 6. Глебов А. В., Журавлев А. Г. Формирование парка карьерного автотранспорта при разработке Эльгинского месторождения каменного угля // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2010. ОВ 4. С. 69–82. ISBN 0236-1493.
 7. Проблемы магистрального транспортирования руды от удаленных кимберлитовых месторождений / П. И. Тарасов, А. Г. Журавлев, В. А. Черепанов и др. // Горное оборудование и электромеханика. 2014. № 5. С. 25–31. ISSN 1816-4528.
4. Vueykova O. N., Larin O. N., Kuvatov V. I. Modelirovanie raboty avtomobilno-ekskavatornykh kompleksov pri perezovzke gornorudnoy massy v karyerakh [Simulation of car-excavating complexes operation transporting ore mass in open pits] // Transport Urala. 2013. № 1 (36). S. 20–24. ISSN 1815-9400.
 5. Uravneniya nelineinoy regressii, trendy dvumernye funktsionalno-faktornye s samoopredelyayushchimisya parametrami i povyshennoy dostovernostyu (Trendy FSP-1) : programma dlya EVM 2011616230 Ros. Federatsiya [Non-linear regression equations, two-dimensional functional-factor trends with self-defined parameters and increased reliability (FSP-1 Trends) : computer software 2011616230 Russian Federation].
 6. Glebov A. V., Zhuravlev A. G. Formirovanie parka karyernogo avtotransporta pri razrabotke Elginskogo mestorozhdeniya kamennogo uglya [Formation of quarry motor vehicle fleet in the development of Elga coal deposit] // Gorniy informatsionno-analiticheskiy byulleten. 2010. OV 4. S. 69–82. ISBN 0236-1493.
 7. Problemy magistralnogo transportirovaniya rudy ot udalennykh kimberlitovykh mestorozhdeniy [Problems of mainline ore transportation from remote kimberlites] / P. I. Tarasov, A. G. Zhuravlev, V. A. Cherepanov i dr. // Gornoe oborudovanie i elektromekhanika. 2014. № 5. S. 25–31. ISSN 1816-4528.

УДК 621.436

Михаил Андреевич Мацулевич, кандидат технических наук, инженер кафедры
 «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск,
 Евгений Анатольевич Лазарев, доктор технических наук, профессор кафедры
 «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (ЮУрГУ), Челябинск

ВЛИЯНИЕ СМЕШАННОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ МОЩНОСТИ НА РАБОЧИЙ ЦИКЛ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

UDC 621.436

Mikhail Andreyevich Matsulevich, PhD in Engineering, Engineer, Department of Internal Combustion Engines,
 South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk,
 Evgeny Anatolyevich Lazarev, DSc in Engineering, Professor, Department of Internal Combustion Engines,
 South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk

Effect of combined power control on gasoline engine duty cycle

Аннотация

Определены характеристики выгорания топлива и кинетические константы процесса сгорания. Выполнен расчетно-экспериментальный анализ параметров процесса сгорания и показателей рабочего цикла при использовании рециркуляции отработавших газов с промежуточным охлаждением, пониженного дросселирования свежего заряда и корректировки угла опережения зажигания на разных нагрузках бензинового двигателя. Отмечена эффективность смешанного регулирования мощности при повышении топливной экономичности на средних нагрузках бензинового двигателя.

Ключевые слова: смешанное регулирование мощности, процесс сгорания, характеристики выгорания топлива, рабочий цикл, бензиновый двигатель, нагрузка.

Summary

The characteristics of fuel burn-out and kinetic constants of the combustion process are determined. Computational and experimental analysis of combustion process and duty cycle parameters is carried out using exhaust gas recirculation with intermediate cooling, reduced fresh charge throttle and adjusting ignition advance angle at various gasoline engine loads. The effectiveness of combined power control and improved fuel efficiency at medium gasoline engine loads is highlighted.

Keywords: combined power control, combustion process, fuel burn-out characteristics, duty cycle, gasoline engine, load.

Количественное регулирование мощности (КРМ) в бензиновых двигателях осуществляется с использованием дроссельной заслонки во впускном тракте, что приводит к уменьшению коэффициента наполнения η_v цилиндра свежим зарядом при работе на средних и малых нагрузках. Дросселирование свежего заряда сопровождается повышением работы насосных ходов, которая составляет значительную долю механических потерь в двигателе. Вследствие дросселирования потока свежего заряда уменьшается интенсивность турбулизации рабочего тела в пространстве сжатия, что оказывает воздействие на продолжительность φ_z и показатель характера m процесса сгорания [1]. В итоге снижается топливная экономичность двигателя на частичных режимах работы.

Для повышения топливной экономичности на эксплуатационных режимах представляет интерес применение смешанного регулирования мощности (СРМ) в бензиновом двигателе изменением степеней открытия дроссельной заслонки $\varphi_{дз}$ и рециркуляции предварительно охлажденных отработавших газов $k_{поог}$ с корректировкой угла опережения зажигания θ [2].

Оценка эффективности предложенного способа проведена путем сравнительных стендовых испытаний бензинового двигателя ВАЗ-21124 при количественном и смешанном регулировании мощности. Полученные в процессе индицирования экспериментальные индикаторные диаграммы давления впоследствии подвергались термодинамическому анализу с целью определения характеристик тепловыделения и кинетических констант процесса сгорания топлива. Термодинамический анализ выполнен с учетом рекомендаций [3, 4] по специальной методике, реализованной в программе, разработанной на кафедре «Двигатели внутреннего сгорания» ЮУрГУ.

На рис. 1 приведено изменение основных показателей рабочего цикла при работе по нагрузочной характеристике с количественным и смешанным регулированием мощности исследуемого бензинового двигателя.

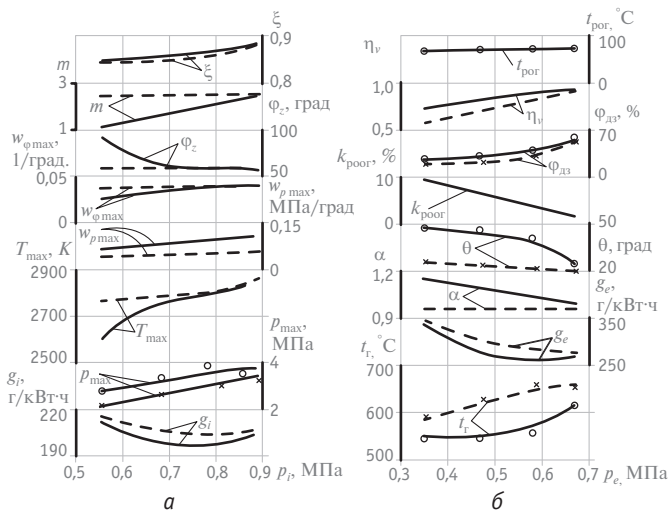


Рис. 1. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя от средних индикаторного p_i (а) и эффективного p_e (б) давления при постоянной частоте вращения коленчатого вала n ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$, $\Phi_{дз} = \text{var}$, $k_{роог} = \text{var}$, $\theta = \text{var}$):
 - - - - - КРМ; ——— СРМ

При среднем эффективном давлении менее $p_e = 0,35$ МПа ($p_i = 0,55$ МПа) в условиях СРМ наблюдается увеличение продолжительности процесса сгорания, что является ограничивающим фактором в достижении высокой топливной экономичности. Снижение удельного эффективного расхода топлива на 8 г/кВт·ч в большей степени связано с сокращением затрат работы на совершение газообмена. Косвенным показателем этого служат большие значения степени открытия дроссельной заслонки и коэффициента наполнения. Значения коэффициента эффективности

сгорания топлива ξ при работе двигателя с количественным и смешанным регулированием мощности одинаковы, несмотря на меньшую максимальную температуру рабочего тела при СРМ. Вследствие «растянутого» по углу поворота коленчатого вала процесса сгорания начиная с 410 град. ПКВ (рис. 2а) температура рабочего тела при СРМ выше, чем при КРМ. Максимальное давление рабочего тела и быстрота его нарастания при смешанном регулировании мощности бензинового двигателя выше на 29,5 и 62,8% соответственно. При работе двигателя с рециркуляцией охлажденных отработавших газов пониженным дросселированием свежего заряда на впуске и корректировкой угла опережения зажигания момент достижения максимального давления рабочего тела смещается к верхней мертвой точке (ВМТ) на 8–10 град. ПКВ и составляет 14–15 град. ПКВ после нее (см. рис. 2д). При меньшей нагрузке СРМ приводит к ухудшению топливной экономичности.

Смешанное регулирование мощности при среднем эффективном давлении $p_e = 0,4–0,6$ МПа ($p_i = 0,6–0,8$ МПа) сопровождается повышением топливной экономичности бензинового двигателя. Снижение удельного эффективного расхода топлива составляет 20–24 г/кВт·ч. Повышение топливной экономичности можно объяснить рядом факторов: увеличением коэффициента эффективности сгорания ξ , улучшением характера теплоиспользования и сокращением затрат работы на совершение газообмена. Несколько большие значения коэффициента эффективности сгорания топлива при работе двигателя с рециркуляцией охлажденных отработавших газов, уменьшенным дросселированием свежего заряда с корректировкой угла опережения зажигания можно объяснить повышенным коэффициентом избытка воздуха α и снижением температуры рабочего тела в области ее максимальных значений (см. рис. 1).

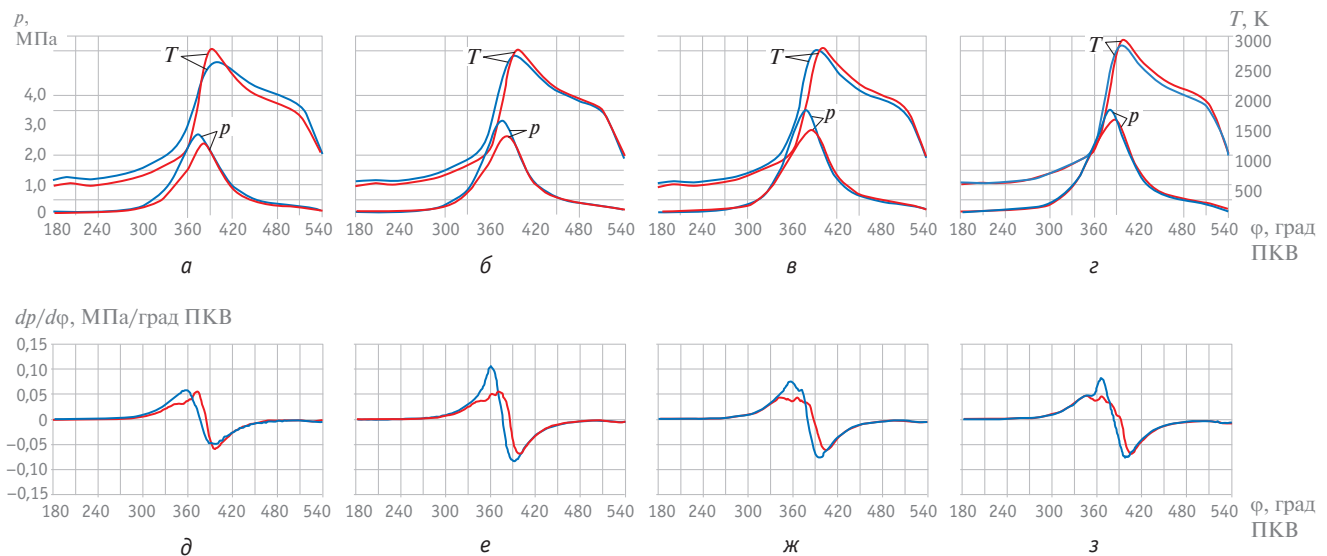


Рис. 2. Зависимость давления, температуры и быстроты нарастания давления газа от угла поворота коленчатого вала при работе двигателя с КРМ (красная линия) и СРМ (синяя), $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$:
 а, д — $p_e = 0,35$ МПа; б, е — $p_e = 0,47$ МПа; в, ж — $p_e = 0,58$ МПа; з, з — $p_e = 0,67$ МПа

При смешанном регулировании мощности процесс сгорания сопровождается смещением кривой термодинамической температуры газов к ВМТ (см. рис. 2б, в) в область меньшей поверхности, ограничивающей внутрицилиндровое пространство. Это способствует снижению тепловых потерь $x_{\text{пот}}$ в стенки пространства сжатия за процесс сгорания (рис. 3б, в). Для указанного диапазона нагрузок СРМ бензинового двигателя характеризуется повышением максимального давления рабочего тела на 0,70–0,85 МПа, что на 26–28% выше, чем при КРМ. Момент достижения максимального давления цикла смещен на 6–8 град. ПКВ и соответствует диапазону 15–18 град. ПКВ после верхней мертвой точки (см. рис. 2е, ж). Работе двигателя в условиях смешанного регулирования мощности рециркуляцией охлажденных отработавших газов, сниженным дросселированием свежего заряда с корректировкой угла опережения зажигания при среднем индикаторном давлении цикла $p_i \approx 0,65\text{--}0,8$ МПа соответствует улучшение характера теплоиспользования, которое подтверждается следующим. При количественном и смешанном регулировании мощности исследуемого двигателя продолжительность сгорания φ_z различается не существенно (5–7 град. ПКВ), а показатель характера сгорания m при СРМ приближается к оптимальному значению $m = 1,5$.

Реализация нагрузочных режимов начиная с $p_e = 0,4\text{--}0,6$ МПа при смешанном регулировании мощности сопровождается снижением работы насосных ходов, что обеспечивается большей степенью открытия дроссельной заслонки (в среднем на 8,3%) и большим коэффициентом наполнения (в среднем на 0,12 ед.) цилиндров свежим зарядом (см. рис. 1), а также повышенным давлением газа на такте впуска (рис. 4).

Использование смешанного регулирования мощности рециркуляцией охлажденных отработавших газов, сниженным дросселированием воздушного заряда на впуске при $p_e = 0,61\text{--}0,67$ МПа ($p_i = 0,80\text{--}0,87$ МПа) имеет ограничение по корректировке угла опережения зажигания. Так, при увеличении угла опережения зажигания с 25 до 27 град. ПКВ работа двигателя сопровождалась периодически возникающим характерным металлическим стуком, а электронная система управления двигателем через соответствующий датчик фиксировала факт возникновения детонационного сгорания. Это устанавливает предел совершенствования рабочего цикла с целью улучшения топливной экономичности. Смешанным регулированием мощности для указанного интервала нагрузок обеспечивается снижение удельного эффективного расхода топлива на 8–9 г/кВт·ч (см. рис. 1). Рабочий цикл с рециркуляцией охлажденных отработавших газов, сниженным дросселированием свежего заряда на впуске и корректировкой угла опережения воспламенения осуществляется с несколько лучшим теплоиспользованием. Так, продолжительность сгорания отличается не более чем на 2 град. ПКВ (см. рис. 3г), а показатель характера сгорания снижается на 0,36 ед. и составляет $m = 2,2$ ед. При этом наблюдается увеличение коэффициента избытка воздуха на 0,06 ед. и снижение работы насосных ходов (при значениях $p_e = 0,6\text{--}0,65$ МПа). При СРМ бензинового двигателя момент достижения максимального давления рабочего тела смещен на 5–6 град. ПКВ к ВМТ (относительно количественного регулирования мощности двигателя)

и соответствует 18–20 град. ПКВ после верхней мертвой точки (см. рис. 2г, з).

Во всем исследуемом диапазоне нагрузок при смешанном регулировании мощности температура отработавших газов t_t имеет меньшие значения, чем при количественном регулировании мощности, что хорошо согласуется с характером изменения топливной экономичности двигателя.

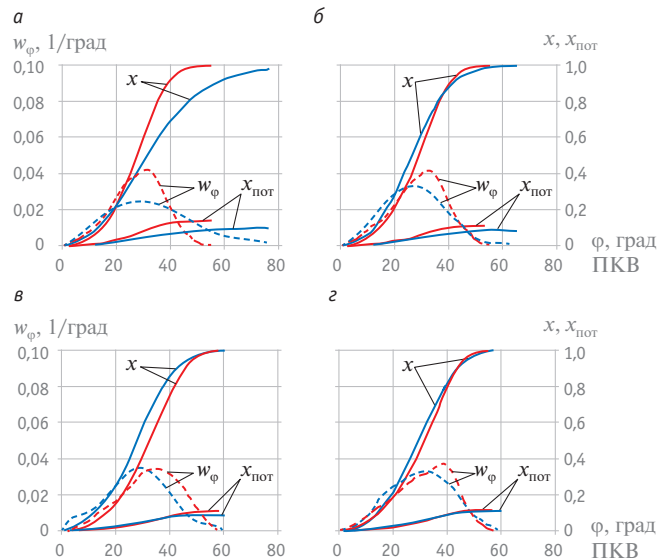


Рис. 3. Интегральные и дифференциальные характеристики выгорания топлива ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$):

a — $p_e = 0,35$ МПа; *б* — $p_e = 0,47$ МПа;

в — $p_e = 0,58$ МПа; *з* — $p_e = 0,67$ МПа;

— при КРМ; — при СРМ

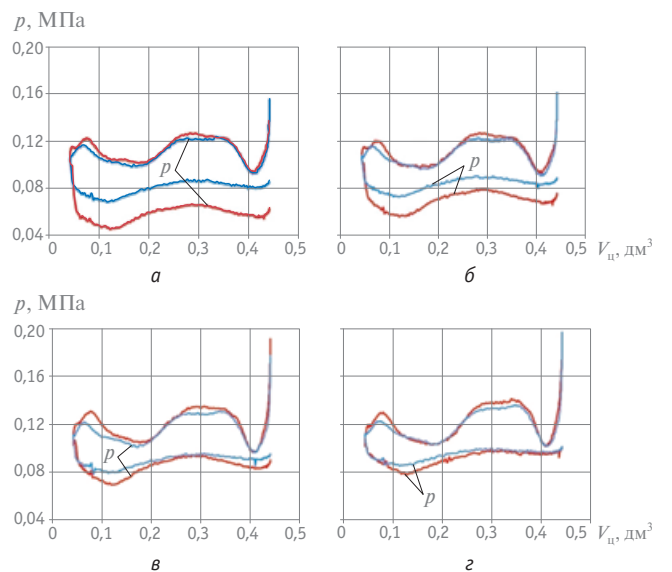


Рис. 4. Изменение давления рабочего тела на тактах впуска и выпуска ($n = 2000 \text{ мин}^{-1}$):

a — $p_e = 0,35$ МПа; *б* — $p_e = 0,47$ МПа;

в — $p_e = 0,58$ МПа; *з* — $p_e = 0,67$ МПа;

— при работе двигателя с КРМ; — при работе с СРМ

ВЫВОДЫ

1. Уменьшение степени дросселирования свежего заряда при смешанном регулировании мощности на эксплуатационных режимах бензинового двигателя сопровождается повышением коэффициента наполнения в среднем на 14 %.

2. Смешанное регулирование мощности двигателя комплексным изменением степеней дросселирования свежего заряда,

рециркуляции охлажденных отработавших газов и корректировкой угла опережения воспламенения позволяет снизить удельный эффективный расход топлива на эксплуатационных режимах на 8–24 г/кВт·ч (3–9 %) в зависимости от нагрузки при некотором повышении максимального давления газов и скорости его нарастания.

Литература

1. Дмитриевский А. В., Шатров Е. В. Топливная экономичность бензиновых двигателей. М. : Машиностроение, 1985. 208 с.
2. Fontana G., Galloni E. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation // Applied Energy. 2010. Vol. 87. P. 2187–2193.
3. Лазарев Е. А. Основные принципы, методы и эффективность средств совершенствования процесса сгорания топлива для повышения технического уровня тракторных дизелей : монография. Челябинск, 2010. 288 с.
4. Лаврик А. Н. Расчет и анализ рабочего цикла ДВС на различных топливах. Иркутск : Изд-во Иркут. гос. ун-та, 1985. 104 с.

References

1. Dmitrievskiy A. V., Shatrov E. V. Toplivnaya ekonomichnost benzinovykh dvigateley [Fuel efficiency of gasoline engines]. M. : Mashinostroenie, 1985. 208 s.
2. Fontana G., Galloni E. Experimental analysis of a spark-ignition engine using exhaust gas recycle at WOT operation // Applied Energy. 2010. Vol. 87. P. 2187–2193.
3. Lazarev E. A. Osnovnye printsipy, metody i effektivnost sredstv sovershenstvovaniya protsessa sgoraniya topliva dlya povysheniya tekhnicheskogo urovnya traktornykh dizeley : monografiya [Basic principles, methods and efficiency of means of improving fuel combustion process to improve technical level of tractor diesel engines : a monograph]. Chelyabinsk, 2010. 288 s.
4. Lavrik A. N. Raschet i analiz rabocheho tsikla DVS na razlichnykh toplivakh [Calculation and analysis of combustion engine operating cycle with different fuels]. Irkutsk : Izd-vo Irkut. gos. un-ta, 1985. 104 s.

УДК 656.13.072

Наталья Владимировна Якунина, кандидат технических наук,
доцент кафедры автомобильного транспорта Оренбургского государственного университета (ОГУ)

СИСТЕМА ОРГАНИЗАЦИИ ДОПУСКА ПРЕТЕНДЕНТОВ НА ПРАВО ОКАЗАНИЯ УСЛУГ ПО ПЕРЕВОЗКЕ ПассаЖИРОВ АВТОМОБИЛЬНЫМ ТРАНСПОРТОМ

UDC 656.13.072

Natalya Vladimirovna Yakunina, PhD in Engineering, Associate Professor,
Department of Motor Transport, Orenburg State University (OSU)

Bidders qualification system for passenger road transportation services

Аннотация

Предложена система организации допуска претендентов на право оказания услуг по перевозке пассажиров автомобильным транспортом по маршрутам регулярных сообщений. Одной из основных форм допуска к этой деятельности является процедура конкурсного отбора, состоящая из двух этапов. Первый этап включает оценку претендентов на соответствие обязательным требованиям безопасности, регламентированным нормативно-правовыми документами, на втором этапе с помощью суммарной балльной оценки определяются организационно-технологические характеристики перевозчика на соответствие требованиям безопасности и качества. Разработанный алгоритм базируется: на приоритете жизни, здоровья, экологической безопасности над экономическими результатами участников транспортного процесса; доступности для населения услуг автомобильного транспорта по маршрутам регулярных перевозок; обеспечении на территории субъекта РФ единой транспортной политики за счет применения единых требований и норм транспортной деятельности; равенстве прав и обязанностей юридических лиц и индивидуальных предпринимателей при осуществлении транспортной деятельности.

Ключевые слова: пассажирские перевозки, система допуска перевозчиков, конкурсный отбор, суммарная балльная оценка, качество транспортного процесса.

Summary

A system for qualification of bidders for passenger road transportation services on regular routes is proposed. One of the main types of qualification for this type of services is the competitive selection procedure consisting of two stages. The first stage involves an assessment of bidders for compliance with mandatory safety requirements established by industry regulations, in the second stage, compliance of organizational and technological characteristics of the carrier with safety and quality requirements is defined using scoring system. The developed algorithm is based: on the priority of life, health and environmental safety requirements over economic performance of transport process participants, accessibility of public road transport services to population on regular service routes, implementation of unified transport policy in the territory of the RF subject through the use of common transport industry requirements and standards, equality of rights and responsibilities of legal entities and individual entrepreneurs in transportation activities.

Keywords: passenger transportation, carriers' qualification system, competitive selection, total score, transportation process quality.

Современное состояние качества оказываемых услуг по перевозке пассажиров автомобильным транспортом характеризуется множеством проблем. Отрасль пассажирских автомобильных перевозок за годы перехода к работе в рыночных условиях претерпела принципиальные изменения в системе управления, технологии оказания транспортных услуг, в организационной структуре самих перевозчиков. Высокая децентрализация управления отраслью, отсутствие научно обоснования требований и процедур допуска хозяйствующих субъектов к перевозкам пассажиров породили противоречия между основными участниками и организаторами транспортного процесса. Такая ситуация вызывает необходимость разработки системы организации допуска хозяйствующих субъектов к перевозкам для повышения качества транспортной деятельности.

Сегодня в сфере перевозок пассажиров по маршрутам регулярных сообщений наметилась устойчивая тенденция перехода от слабоуправляемого к более упорядоченному состоянию, в котором определяющие положения формируют органы местного самоуправления и органы управления на транспорте субъектов РФ. Основой для этой регламентации является нормативно-правовая база страны, субъектов Федерации [1, 2], а также органов местного самоуправления. Важнейшая доминанта такого упорядочения состоит в выполнении перевозчиками требований к безопасности и качеству предоставляемых транспортных услуг.

В настоящей статье представлена разработанная система организации допуска претендентов на право оказания услуг по перевозке пассажиров автомобильным транспортом.

Объектом исследования является процесс допуска претендентов на право осуществления перевозок пассажиров автомобильным транспортом по регулярным маршрутам. Предмет исследования — состояние и оценка функционирования структуры и ресурсов, обеспечивающих транспортный процесс в соответствии с установленными показателями качества.

Одной из основных форм допуска к деятельности по перевозке пассажиров автомобильным транспортом по маршрутам регулярных сообщений является процедура конкурсного

отбора. Такие процедуры распространены во многих регионах страны, прошли широкую апробацию в судебном порядке и получили положительную оценку. Вместе с тем необходимо отметить, что большинство из них направлены на решение задач, связанных непосредственно с проведением конкурса, и не затрагивают подготовительных мероприятий по его организации.

Важнейшие принципы, на которых базируется предлагаемая система допуска претендентов к перевозкам пассажиров: приоритет жизни, здоровья, сохранности имущества граждан и экологической безопасности над экономическими результатами участников транспортного процесса; доступность для населения услуг автомобильного транспорта по маршрутам регулярных перевозок; обеспечение на территории субъекта Федерации единой транспортной политики за счет применения единых требований и норм транспортной деятельности, не нарушающей транспортной политики Российской Федерации; равенство прав и обязанностей юридических лиц и индивидуальных предпринимателей при осуществлении транспортной деятельности; развитие предпринимательства и добросовестной конкуренции; соблюдение передовых требований к качеству обслуживания пассажиров; уменьшение нагрузки на маршрутную сеть в муниципальных образованиях; использование современных информационных технологий на транспорте; обеспечение защиты прав потребителей транспортных услуг [3–6].

Исходя из изложенных принципов разработан укрупненный алгоритм организации конкурсов, состоящий из следующих последовательно выполняемых этапов (рис. 1):

- а) сбор и анализ информации для разработки конкурсной документации (рис. 2);
- б) создание конкурсной комиссии и комиссии по оценке состояния автотранспортных средств участника конкурса;
- в) разработка и утверждение извещения о проведении конкурса и конкурсной документации;
- г) опубликование извещения и размещение конкурсной документации;
- д) подача претендентом заявки на участие в конкурсе;
- е) вскрытие конвертов с заявками на участие в конкурсе и открытие доступа к находящимся в информационной системе общего пользования, поданным в форме электронных документов и подписанным в соответствии с нормативными правовыми актами Российской Федерации заявкам на участие в конкурсе;
- ж) рассмотрение заявки на участие в конкурсе и отбор участников;
- з) оценка и сопоставление заявок на участие в конкурсе, определение победителя конкурса (рис. 3);
- и) информирование населения и участников конкурса о победителе.

Основное отличие разработанного алгоритма допуска претендентов к пассажирским перевозкам от известных состоит в двухэтапной процедуре конкурсного отбора.

Первый этап предусматривает выполнение обязательных требований к транспортному средству: оно должно соответствовать «Техническому регламенту о безопасности колесных транспортных средств», утвержденному постановлением Пра-

вительства Российской Федерации от 10.09.09 № 720 [7]. Внесение изменений в конструкцию транспортного средства должно быть официально оформлено, в салоне автобуса не должно быть посторонних предметов.

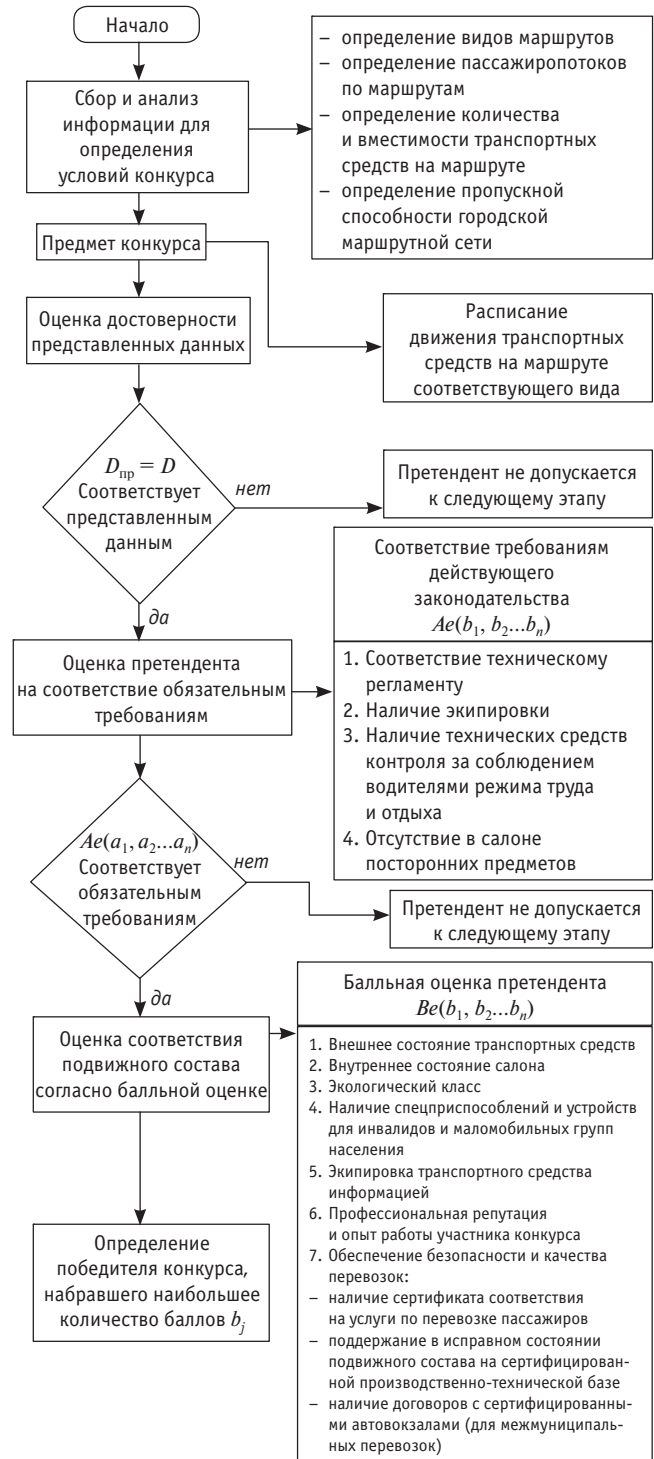


Рис. 1. Алгоритм конкурсного отбора перевозчиков:
 $D_{пр}$ — представленные данные; D — объявленные на конкурс;
 $a_{1..n}$ — обязательные требования; $b_{1..n}$ — требования II этапа



Рис. 2. Алгоритм предварительного этапа проведения конкурса

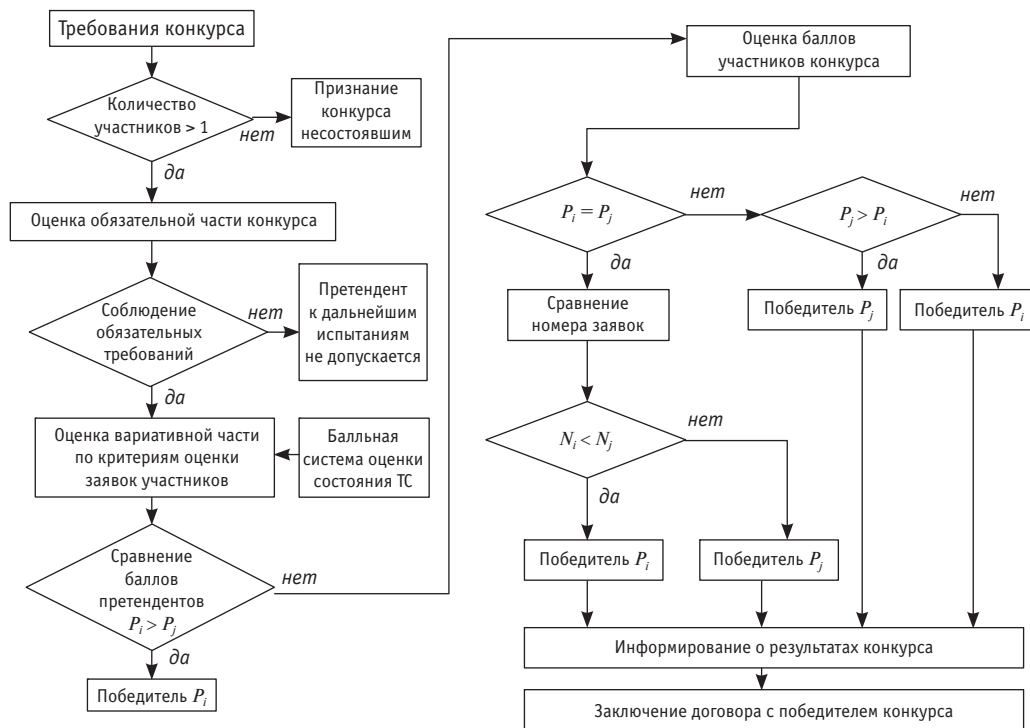


Рис. 3. Порядок определения победителя конкурса:

P_i — количество баллов, набранных i -м претендентом; P_j — количество баллов, набранных j -м претендентом; N_i — номер заявки i -го претендента; N_j — номер заявки j -го претендента

Обязательные требования, предъявляемые к претенденту, по организации перевозок, обеспечивающей безопасность пассажиров: наличие службы, которая планирует режим труда и отдыха водителей, контролирует его исполнение, оформляет путевые листы и ведет их учет; наличие места для меж-менного хранения транспортного средства, предотвращающего

неконтролируемый доступ посторонних лиц, а также несанкционированное использование транспортного средства по другому назначению, или копия договора со сторонними организациями на предоставление таких услуг; наличие службы, обеспечивающей поддержание автомобилей в исправном техническом состоянии, а также службы, обеспечивающей предрейсовый

и послерейсовый технический осмотр автомобилей, или копия договора со сторонними организациями на предоставление таких услуг; наличие лицензированного медицинского кабинета и персонала, имеющего сертификат на данный вид деятельности, или копия договора на оказание услуг по проведению ежесменного предрейсового и послерейсового осмотра водителей с лицензированным учреждением здравоохранения и персоналом, имеющим сертификат на данный вид деятельности; наличие службы стажировок водителей; наличие службы для осуществления навигационной деятельности для мониторинга процесса перевозок пассажиров по маршрутам регулярных сообщений.

Второй этап предусматривает балльную систему, которая используется для оценки как транспортных средств, так и уровня подготовленности претендента с позиций обеспечения безопасных перевозок пассажиров. Важным при этом является научное обоснование номенклатуры показателей, применяемых при допуске претендентов к перевозкам, и их числовых значений.

Все этапы организации конкурса, за исключением подачи заявки на участие в нем, выполняются организатором конкурса, которым выступает уполномоченный орган на транспорте субъекта РФ при организации перевозок пассажиров по внутриобластным (межмуниципальным) маршрутам или уполномоченный орган местного самоуправления при организации перевозок пассажиров по муниципальным маршрутам.

Каждый этап укрупненного алгоритма включает самостоятельные алгоритмы, которые взаимодействуют между собой так, что образуют единую систему, а также требования к их содержанию.

Предварительный этап — это сбор и анализ информации для разработки конкурсной документации, он включает: комплексное обследование безопасного состояния маршрута регулярных перевозок; обследование пассажиропотоков на маршруте (маршрутах) регулярных перевозок; оценку пропускной способности маршрутной сети или ее части (на муниципальных маршрутах); комплексное обследование содержания и состояния объектов транспортной инфраструктуры.

Конкурсная комиссия организатора и комиссия организатора по оценке состояния автотранспортных средств участника конкурса создаются из специалистов, имеющих опыт работы в сфере пассажирского автомобильного транспорта.

Конкурсная документация основывается на информации, полученной на предварительном этапе, и состоит из последовательного выполнения таких процедур:

а) отнесение маршрута или маршрутов, транспортное обслуживание на которых является предметом договора, к одному из следующих видов маршрутов регулярных перевозок: маршрут, на котором осуществляют перевозки с посадкой и высадкой пассажиров только в установленных остановочных пунктах; маршрут, на котором осуществляют перевозки с посадкой и высадкой пассажиров в любом не запрещенном правилами дорожного движения месте. Основанием для такого отнесения являются документально оформленные результаты обследования пассажиропотока на маршруте, а также документально оформленные результаты оценки пропускной способности маршрута (маршрутной сети);

б) определение категорий и классов подвижного состава пассажирского автомобильного транспорта в зависимости от вида маршрута регулярных перевозок с уточнением номинальной вместимости транспортных средств;

в) определение количества транспортных средств на маршруте регулярных перевозок с учетом регламентируемых показателей качества перевозок пассажиров;

г) расчет расписания движения транспортных средств на маршруте регулярных перевозок.

В конкурсной документации должны быть приведены: обязательные требования к транспортному средству и балльная система оценки состояния транспортного средства участника конкурса, которые оформляются актом осмотра транспортного средства;

критерии оценки заявок участников конкурса на основе балльной системы;

порядок оценки заявок участников конкурса, состоящий в суммировании баллов по каждому показателю критерия оценки.

В конкурсной документации должны быть определены: место, условия и сроки оказания услуг;

порядок, место, дата начала и дата окончания срока подачи заявок на участие в конкурсе;

место, порядок, даты и время вскрытия конвертов с заявками на участие в конкурсе и открытия доступа к поданным в форме электронных документов заявкам на участие в конкурсе;

порядок и сроки изменения или отзыва заявки на участие в конкурсе в любое время до момента вскрытия конкурсной комиссией конвертов с заявками на участие в конкурсе и открытия доступа к поданным в форме электронных документов заявкам на участие в конкурсе;

формы, порядок, даты начала и окончания срока предоставления участникам конкурса разъяснений о положениях конкурсной документации;

срок заключения договора на обеспечение перевозок пассажиров по маршрутам регулярных сообщений между организатором конкурса и победителем конкурса или участником конкурса, заявке на участие в конкурсе которого присвоен второй номер.

Заявка на участие в конкурсе должна соответствовать требованиям конкурсной документации, составу документов и описанию их содержания.

Рассмотрение заявки на участие в конкурсе состоит в проверке конкурсной комиссией информации, предоставленной участником конкурса, на достоверность, на соответствие действующим требованиям по организации и осуществлению перевозок пассажиров по маршрутам регулярных сообщений, конкурсной документации.

Конкурсная комиссия оценивает и сопоставляет заявки на участие в конкурсе, определяет победителя конкурса, способного обеспечить наибольшую безопасность и качество перевозок пассажиров по маршрутам регулярных сообщений. Основой подведения итогов является балльная система оценки заявок участников конкурса. Каждой заявке присваиваются баллы, определяемые суммированием баллов по каждому показателю критерия оценки.

Таким образом, двухэтапная процедура конкурсного отбора претендентов на допуск к пассажирским перевозкам позволяет независимо от вида собственников и количества транспортных средств оценить претендентов, учитывает современные требования к организации, подготовленность к перевозочному процессу и направлена на обеспечение безопасности и качества оказания услуг.

Предлагаемая система допуска внедрена и закреплена законом Оренбургской области «Об организации транспортного обслуживания населения автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом по маршрутам регулярных перевозок в Оренбургской области» от 04.03.11

№ 4326/1015-IV-03 [8] и конкретизирована постановлением Правительства Оренбургской области «О порядке организации конкурсов на право заключения договоров на обеспечение перевозок пассажиров по маршрутам регулярных перевозок в Оренбургской области» от 01.08.11 № 895-п [9].

Исследование выполнено при финансовой поддержке Министерства образования и науки Российской Федерации в рамках базовой части государственного задания на проведение научно-исследовательской работы «Методология обеспечения качества эксплуатации автомобильного транспорта» (№ 1829 от 01.02.14).

Литература

1. Якунина Н. В., Котов В. В. Исследование правовой базы перевозок пассажиров автомобильным транспортом в Российской Федерации // Автотранспортное предприятие. 2011. № 3. С. 7–11. ISSN 2076-3050.
2. Якунина Н. В., Довжанская Е. З. О проблемах правового регулирования качества услуг по перевозке пассажиров автомобильным транспортом // Вестник Оренбургского государственного университета. 2006. Ч. 1. № 10 (приложение). С. 148–152. ISSN 1814-6457.
3. Якунина Н. В., Якунин Н. Н. Методология повышения качества перевозок пассажиров общественным автомобильным транспортом : монография. Оренбург : ООО ИПК «Университет», 2013. 289 с.
4. Якунин Н. Н., Якунина Н. В. Система управления качеством перевозок пассажиров автомобильным транспортом на основе навигационной деятельности // Грузовое и пассажирское автотранспортное хозяйство. 2011. № 6. С. 64–68. ISSN 2074-7462.
5. Якунин Н. Н., Якунина Н. В., Спиринов А. В. Модель организации транспортного обслуживания населения автомобильным транспортом по маршрутам регулярных перевозок // Грузовое и пассажирское хозяйство. 2013. № 3. С. 78–83. ISSN 2074-7462.
6. Якунин Н. Н., Якунина Н. В., Спиринов А. В. Технологические особенности модели организации транспортного обслуживания населения автомобильным транспортом по маршрутам регулярных перевозок // Грузовое и пассажирское хозяйство. 2013. № 4. С. 70–74. ISSN 2074-7462.
7. Об утверждении технического регламента о безопасности колесных транспортных средств : постановление Правительства Российской Федерации от 10.09.09 № 720 (с изменениями на 08.04.14) [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/902174533> (дата обращения: 10.06.2014).
8. Об организации транспортного обслуживания населения автомобильным транспортом и городским наземным электрическим транспортом по маршрутам регулярных перевозок в Оренбургской области : закон Оренбургской области от 04.03.11 № 4326/1015-IV-03 [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/952014277> (дата обращения: 10.06.2014).
9. О порядке организации конкурсов на право заключения договоров на обеспечение перевозок пассажиров по маршрутам регулярных перевозок в Оренбургской области : постановление Правительства Оренбургской области от 01.08.11 № 895-п [Электронный ресурс]. URL: <http://www.zakonprost.ru/content/regional/48/1385012> (дата обращения: 10.06.2014).

References

1. Yakunina N. V., Kotov V. V. Issledovanie pravovoy bazy perevozk passazhirov avtomobilnym transportom v Rossiyskoy Federatsii [Study of legal framework of passenger road transportation in the Russian Federation] // Avtotransportnoe predpriyatie. 2011. № 3. S. 7–11. ISSN 2076-3050.
2. Yakunina N. V., Dovzhanskaya E. Z. O problemakh pravovogo regulirovaniya kachestva uslug po perevozke passazhirov avtomobilnym transportom [On the issues of legal regulation of the quality of public road transportation services] // Vestnik Orenburgskogo gosudarstvennogo universiteta. 2006. Ch. 1. № 10 (prilozhenie). S. 148–152. ISSN 1814-6457.
3. Yakunina N. V., Yakunin N. N. Metodologiya povysheniya kachestva perevozk passazhirov obshchestvennym avtomobilnym transportom : monografiya [A methodology to improve public road transportation quality : a monograph]. Orenburg : OOO IPK «Universitet», 2013. 289 s.
4. Yakunin N. N., Yakunina N. V. Sistema upravleniya kachestvom perevozk passazhirov avtomobilnym transportom na osnove navigatsionnoy deyatel'nosti [Quality management system of passenger road transportation on the basis of navigation] // Gruzovoe i passazhirskoe avtokhozyaystvo. 2011. № 6. S. 64–68. ISSN 2074-7462.
5. Yakunin N. N., Yakunina N. V., Spirin A. V. Model organizatsii transportnogo obsluzhivaniya naseleniya avtomobilnym transportom po marshrutam regul'yarnykh perevozk [Passenger road transportation services model for regular service routes] // Gruzovoe i passazhirskoe khozyaystvo. 2013. № 3. S. 78–83. ISSN 2074-7462.
6. Yakunin N. N., Yakunina N. V., Spirin A. V. Tekhnologicheskie osobennosti modeli organizatsii transportnogo obsluzhivaniya naseleniya avtomobilnym transportom po marshrutam regul'yarnykh perevozk [Technological features of the passenger road transportation services model for regular service routes] // Gruzovoe i passazhirskoe khozyaystvo. 2013. № 4. S. 70–74. ISSN 2074-7462.
7. Ob utverzhdenii tekhnicheskogo reglamenta o bezopasnosti kolesnykh transportnykh sredstv : postanovlenie Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 10.09.09 № 720 (s izmeneniyami na 08.04.14) [Approval of technical regulations on safety of wheeled vehicles : Resolution No. 720 of the Government of the Russian Federation dated 10.09.09 (as amended on 08.04.14)]. [Electronic resource]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/902174533> (date accessed: 10.06.2014).
8. Ob organizatsii transportnogo obsluzhivaniya naseleniya avtomobilnym transportom i gorodskim nazemnym elektricheskim transportom po marshrutam regul'yarnykh perevozk v Orenburgskoy oblasti : zakon Orenburgskoy oblasti ot 04.03.11 № 4326/1015-IV-03 [Organization of public transportation services by road and urban electrical transport on regular service routes in Orenburg Oblast : Law No. 4326/1015-IV-03 of Orenburg Oblast dated 04.03.11]. [Electronic resource]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/952014277> (date accessed: 10.06.2014).
9. O poryadke organizatsii konkursov na pravo zaklyucheniya dogorovov na obespechenie perevozk passazhirov po marshrutam regul'yarnykh perevozk v Orenburgskoy oblasti : postanovlenie Pravitelstva Orenburgskoy oblasti ot 01.08.11 № 895-p [Procedure for the organization of tenders for the right to enter into contracts for passenger transportation services on regular service routes in Orenburg Oblast : Resolution No. 895-p of the Government of Orenburg Oblast dated 01.08.11]. [Electronic resource]. URL: <http://www.zakonprost.ru/content/regional/48/1385012> (date accessed: 10.06.2014).

Научно-технический журнал «Транспорт Урала»

№ 4 (43), 2014 год

Издается с июня 2004 г.

Выходит 1 раз в квартал

Подписной индекс: 46463

Издание зарегистрировано в Министерстве Российской Федерации по делам печати, телерадиовещания и средств массовых коммуникаций 27 мая 2004 г. Свидетельство ПИ № 77-18098

Адрес редакции:

620034, Екатеринбург, ул. Колмогорова, 66.

Тел. (343) 221-24-90

<http://www.transporturala.usurt.ru>

e-mail: EPupova@usurt.ru

Учредитель:

Уральский государственный университет путей сообщения (УрГУПС)

Главный редактор:

Александр Васильевич Ефимов

Научный редактор:

Александр Эрнстович Александров

Выпускающий редактор и корректор:

Елена Семеновна Пупова,

тел. (343) 221-24-90, 8-912-61-07-229,

e-mail: EPupova@usurt.ru

Дизайн:

Антон Леонидович Курносков

Верстка:

Андрей Викторович Трубин

Перевод:

Екатерина Андреевна Деркач

(департамент международных связей УрГУПС), тел. (343) 221-24-86

Автор фотографии на обложке:

Наталья Викторовна Ладейщикова

С 1 января 2007 г. журнал включен ВАКом в перечень периодических, научных и научно-технических изданий, выпускаемых в Российской Федерации, в которых рекомендуется публикация основных результатов диссертаций на соискание ученой степени доктора наук.

Подписано в печать 30.12.2014

Тираж 250 экз. Формат 60×90/8

Отпечатано в типографии ООО «Велар»,

620075, Екатеринбург, ул. Тургенева, 22, п. 4, оф. 6, тел./факс: (343) 350-00-83

Заказ №

© Уральский государственный университет путей сообщения, 2014