



**ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТОННЕЛЕЙ  
НА ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МАГИСТРАЛЯХ**

**ТЕХНОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНДИКАТОРОВ  
В ИНТЕРАКТИВНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ**

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ ВАГОНА-ТЕРМОСА  
ДЛЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК**

**МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ  
ПЕРЕВАЛЬНОЙ ЧАСТИ СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ**

**ИССЛЕДОВАНИЕ ГАРМОНИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ТОКОВ  
В ТРАНСФОРМАТОРНОМ АГРЕГАТЕ  
ПРИ ДВУХФАЗНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ**



# **TRANSPORT**

**SCIENTIFIC JOURNAL**      **OF THE URALS**

**МЕЖДУНАРОДНЫЙ РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ**

1. Александр Ефимов, профессор, главный редактор журнала «Транспорт Урала», Екатеринбург, Россия
2. Александр 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. Румянцев Сергей Алексеевич, д-р техн. наук, с.н.с., Екатеринбург
11. Сай Василий Михайлович, д-р техн. наук, профессор, зам. главного редактора, Екатеринбург
12. Смолянинов Александр Васильевич, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
13. Туранов Хабибулла Турнович, д-р техн. наук, профессор, Екатеринбург
14. Умняшкин Владимир Алексеевич, д-р техн. наук, профессор, Ижевск
15. 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 polytechnical 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. Rumyantsev Sergey Alexeyevich, DSc, senior staff scientist, Ekaterinburg
11. Say Vasily Mikhaylovich, DSc, professor, deputy editor-in-chief, Ekaterinburg
12. Smolyaninov Alexander Vasiliyevich, DSc, professor, Ekaterinburg
13. Turanov Khabibulla Turanovich, DSc, professor, Ekaterinburg
14. Umnyashkin Vladimir Alexeyevich, DSc, professor, Izhevsk
15. Khomenko Andrey Pavlovich, DSc, professor, Irkutsk

**ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТРАНСПОРТА**

А. П. Ледяев, В. Н. Кавказский, Р. О. Креер. Особенности проектирования тоннелей на высокоскоростных магистралях .....	3
Х. Т. Турнов, А. А. Гордиенко, И. С. Плахотич. Математическое описание движения вагона с торможением на участке первой тормозной позиции сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины.....	10
Е. Н. Тимухина, Н. В. Кащеева, А. А. Кощеев. Технология использования индикаторов в интерактивном моделировании .....	16
С. А. Румянцев, Е. Б. Азаров, А. В. Бабкин. Устойчивость самосинхронизации вибровозбудителей лабораторного стендса при моделировании технологической нагрузки .....	20
С. А. Румянцев, К. Ю. Астанков. Результаты экспериментальных исследований вибропогружения трубчатых свай с использованием неравновесных колебаний.....	24
Т. А. Конова, В. А. Антропов. Оценка уровня материально-технической базы транспортного вуза.....	29

**ПУТЬ И ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО**

Н. И. Карпушченко, А. В. Быстров, П. С. Труханов. Нормативы затрат труда при техническом обслуживании стрелочных переводов в современных условиях эксплуатации железнодорожного пути.....	34
А. В. Петряев. Армирующие слои геосинтетических материалов .....	40

**ВАГОНЫ И ВАГОННОЕ ХОЗЯЙСТВО**

А. В. Смолянинов, О. В. Черепов. Методика прогнозирования износа деталей фрикционных гасителей колебаний.....	44
В. Ф. Лапшин, А. В. Намятов, Н. В. Буланов. Определение потребительских свойств вагона-термоса для металлургических заготовок .....	48
М. И. Глушко, Т. А. Антропова. Контроль инновационной тележки .....	54
Ю. И. Матяш, Е. М. Кирпиченко, В. В. Зубенко. Изменение теплофизических свойств влажного воздуха при его перемещении по тормозным магистралям локомотива .....	59

**ГРУЗОВЫЕ И ПАССАЖИРСКИЕ ПЕРЕВОЗКИ**

Д. В. Осипов, А. А. Клиmov. Методика оценки качества продольного профиля перевальной части сортировочной горки .....	63
А. В. Сацюк, С. В. Бушев, М. Н. Чепцов. Прогнозное динамическое моделирование энергетических затрат при расформировании подвижного состава на сортировочной горке .....	69

**ТРАНСПОРТНОЕ МАШИНОСТРОЕНИЕ**

С. А. Войнаш, А. С. Войнаш, А. С. Демидов. Исследование фермерского грузовика в составе малогабаритных погрузочно-транспортных машин ...	74
М. А. Мацулевич, Н. М. Ломакина, Г. В. Ломакин. Оценка тепломеханической нагруженности поршня бензинового двигателя при форсировании газотурбинным наддувом.....	78
Д. С. Шестаков, И. Е. Пронин. Доводка рабочего процесса тепловозных дизелей 8ЧН21/21 с российскими турбокомпрессорами ТРК180 .....	81

**ЭЛЕКТРОСНАБЖЕНИЕ**

А. В. Владыкин, Н. О. Фролов. Математическое моделирование влияния высших гармоник на поведение асинхронного тягового привода магистрального электровоза в системе Matlab/Simulink .....	86
А. А. Пышкин, А. В. Паранин, Ю. А. Коучунов. Определение поверхностной проводимости загрязненной изоляции .....	91
Б. А. Аржанников, В. Ф. Григорьев, А. В. Бондаренко. Исследование гармонических составляющих токов в трансформаторном агрегате при двухфазном режиме работы .....	96

**АСПИРАНТСКАЯ ТЕТРАДЬ**

А. А. Бельский. Перспективы применения электронной системы регулирования топливоподачи для одновалового газотурбинного энергоагрегата .....	101
В. В. Калинина. Методика определения количества полос в зоне взимания платы на платных дорогах.....	106

**GENERAL TRANSPORT PROBLEMS**

A. P. Ledaev, V. N. Kavkazskiy, R. O. Kreer. Specifics of tunnel design on high-speed lines .....	3
Kh. T. Turanov, A. A. Gordienko, I. S. Plakhotich. Mathematical description of car movement with braking on the first portion of gravity hump at light tailwind .....	10
E. N. Timukhina, N. V. Kashcheeva, A. A. Koshcheev. A method to use indicators in interactive simulation .....	16
S. A. Rumyantsev, E. B. Azarov, A. V. Babkin. Self-synchronization stability of laboratory bench exciters in process load simulation .....	20
S. A. Rumyantsev, K. Yu. Astankov. Results obtained in experimental studies of vibration driving of tubular piles using nonequilibrium vibrations .....	24
T. A. Konova, V. A. Antropov. Assessment of the level of infrastructure and facilities of a transport university .....	29

**RAILWAY CONSTRUCTION AND RAILWAY TRACK**

N. I. Karpushchenko, A. V. Bystrov, P. S. Trukhanov. Turnout maintenance manning standards in modern railway track operation .....	34
A. V. Petryayev. Geosynthetic reinforcing layers.....	40

**RAILWAY CARS AND CARRIAGE EQUIPMENT**

A. V. Smolyaninov, O. V. Cherepov. A method for predicting wear of friction shock absorber components .....	44
V. F. Lapshin, A. V. Namyatov, N. V. Bulanov. Defining consumer properties of heat insulated cars for steel billets .....	48
M. I. Glushko, T. A. Antropova. Innovative bogey control.....	54
Yu. I. Matyash, E. M. Kirpichenko, V. V. Zubenko. Change in thermophysical properties of humid air as it moves through locomotive brake lines .....	59

**CARGO AND PASSENGER TRANSPORTATION**

D. V. Osipov, A. A. Klimov. A method to evaluate longitudinal profile quality of gravity part of hump .....	63
A. V. Satsyuk, S. V. Bushuev, M. N. Chetsov. Predictive dynamic modeling of energy inputs in rolling stock break up on hump.....	69

**TRANSPORT MACHINERY**

S. A. Voynash, A. S. Voynash, A. S. Demidov. A study of agricultural truck as a small-sized cargo vehicle .....	74
M. A. Matsulevich, N. M. Lomakina, G. V. Lomakin. Evaluation of thermal and mechanical load of piston in turbocharged gasoline engine .....	78
D. S. Shestakov, I. E. Pronin. Adjustment of operation of 8CHN21/21 diesel locomotive engines with Russian TKR180 turbochargers .....	81

**ELECTRIC SUPPLY**

A. V. Vladyskin, N. O. Frolov. Matlab/Simulink modeling of higher harmonics influence on behavior of asynchronous traction drive of mainline electric locomotive .....	86
A. A. Pyshkin, A. V. Parinin, Yu. A. Kochunov. Determining surface conductivity of contaminated insulation.....	91
B. A. Arzhannikov, V. F. Grigoriev, A. V. Bondarenko. Research of current harmonics in transformer unit at two-phase operation mode.....	96

**RESEARCH OF YOUNG SCIENTISTS**

A. A. Belskiy. Prospects of the use of electronic fuel control system for single-shaft gas turbine power unit .....	101
V. V. Kalinina. A method for determining the number of lanes in toll collection area on toll roads .....	106

УДК 624.195

Александр Петрович Ледяев, доктор технических наук, профессор кафедры «Тоннели и метрополитены» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС),  
 Владимир Николаевич Кавказский, кандидат технических наук, доцент кафедры «Тоннели и метрополитены» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС),  
 Роман Олегович Креер, аспирант кафедры «Тоннели и метрополитены» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС)

## ОСОБЕННОСТИ ПРОЕКТИРОВАНИЯ ТОННЕЛЕЙ НА ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ МАГИСТРАЛЯХ

Alexander Petrovich Ledaev, DSc in Engineering, Professor, Department of Tunnels and Underground Railways, Petersburg State Transport University (PSTU),  
 Vladimir Nikolayevich Kavkazskiy, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Tunnels and Underground Railways, Petersburg State Transport University (PSTU),  
 Roman Olegovich Kreer, graduate student, Department of Tunnels and Underground Railways, Petersburg State Transport University (PSTU)

### Specifics of tunnel design on high-speed lines

#### Аннотация

Строительство железнодорожных тоннелей на высокоскоростных магистралях до сих пор остается малоизученной областью в России. Разработка оптимальных вариантов конструктивно-технологических и объемно-планировочных решений потребует от проектировщиков учитывать множество сложных явлений, которые возникают в сооружениях тоннельного типа при прохождении поезда на высокой скорости. В данной статье освещены наиболее важные из них.

**Ключевые слова:** высокоскоростная магистраль, железнодорожный тоннель, аэродинамические эффекты в тоннеле, тоннельные волны давления, волны микродавления, коэффициент блокирования, выносная порталная конструкция.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-3-9

#### Summary

Construction of railway tunnels on high-speed lines remains little studied in Russia. Development of optimal design and engineering and space-planning solutions requires considering many complex phenomena arising in tunnel structures, such as passage of trains at high speed. This article highlights the most important of them.

**Keywords:** high-speed railway line, railway tunnel, aerodynamic effects of tunnel, tunnel pressure waves, micro pressure waves, blocking factor, external portal construction.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-3-9

Согласно Стратегии развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года [1], к 2018 г. предусмотрена реализация приоритетных проектов высокоскоростных магистралей (ВСМ): ВСЖМ-1 Москва — Санкт-Петербург и ВСМ-2 Москва — Казань — Екатеринбург (с последующим включением Перми, Уфы и Челябинска).

Важность этих проектов в сложных экономических условиях подчеркнул Владимир Путин в интервью российскому информационному агентству ТАСС и китайскому информационному агентству «Синьхуа» 1 сентября 2015 г.: «Одним из наиболее перспективных направлений считаю развитие высокоскоростного железнодорожного сообщения. Уже согласованы параметры совместного финансирования высокоскоростной магистрали Москва — Казань, в строительство которой мы планируем инвестировать совместно с китайскими партнерами более 1 триллиона рублей. Рассчитываем, что новая магистраль заработает уже к 2020 году и станет модельным проектом для российско-китайского взаимодействия в области транспорта и инфраструктуры» [2].

По заявлению первого вице-президента ОАО «РЖД» Александра Мишарина на IV международном бизнес-саммите в Нижнем Новгороде, инженерные изыскания и подготовка проекта планировки территории Нижнего Новгорода под строительство ВСМ должны завершиться в июле 2016 г.

Предварительные проработки трассы ВСМ Москва — Казань на стадии обоснования инвестиций показали, что на этом участке строительство тоннелей пока не планируется, но в случае дальнейшего развития линии до Екатеринбурга возникнет необходимость в создании протяженных тоннелей общей длиной более 10 км.

Эксплуатация высокоскоростных поездов требует особого подхода к рассмотрению вопросов, связанных

с инфраструктурой. В частности, большее внимание должно уделяться проблемам аэродинамики, так как при прохождении поездом сооружений тоннельного типа, в отличие от движения на открытых участках, аэродинамические процессы проявляются в полной мере, что может вызвать разрушение железнодорожного состава и нанести вред здоровью людей.

Согласно утвержденному техническому регламенту Таможенного союза «О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта» (TP TC 002/2011), «должны быть проведены специальные исследования для принятия решений по снижению колебаний аэродинамического давления в тоннелях, закрытых выемках и подземных станциях при проходе высокоскоростного железнодорожного подвижного состава с максимальными скоростями» (ст. 4 п. 82-з) [3].

Поскольку в настоящее время в России существуют только Специальные технические условия для проектирования и строительства подсистем инфраструктуры высокоскоростного железнодорожного транспорта участка Москва — Казань [4, 5] и нет практики строительства и проектирования подобных сооружений на линиях с высокоскоростным движением, целесообразно обратиться к зарубежному опыту. Следует отметить, что во многих странах, эксплуатирующих ВСМ, при возможности движения поездов на открытых участках со скоростью до 320 км/ч скорость движения в тоннелях редко превышает 250 км/ч [6] (рис. 1).

Во многом скорость прохождения состава зависит от объемно-планировочного и конструктивного решения тоннельного пересечения. Принципиально в тоннелестроении различают три конфигурации конструкций (рис. 2).

Выбор того или иного варианта объемно-планировочного решения тоннельного пересечения зависит от ряда взаимосвязанных факторов. Наиболее важные из них представлены на рис. 3.

Практика строительства и эксплуатации тоннелей на ВСМ в европейских странах показывает, что для обеспечения эффективной и экономически оправданной модели планирования первостепенное значение имеют два аспекта — безопасность и оценка аэродинамики [7].

С точки зрения безопасности основные факторы риска в железнодорожных тоннелях — это пожар, столкновение и сход подвижного состава с рельсов [8]. Поскольку пожар в пассажирских поездах характеризуется потенциально катастрофическими последствиями, в мировой практике принимаются проектные решения, ориентированные, как правило, на предотвращение последствий инцидентов данного типа. В связи с этим наиболее безопасным будет конструктивное решение, представленное на рис. 2а (два отдельных однопутных тоннеля): тоннели изолированы друг от друга и могут быть использованы как пути для эвакуации людей и доступа экстренных служб [9] (рис. 4).



Рис. 1. Скоростной режим эксплуатации существующей сети железнодорожных линий в Европе

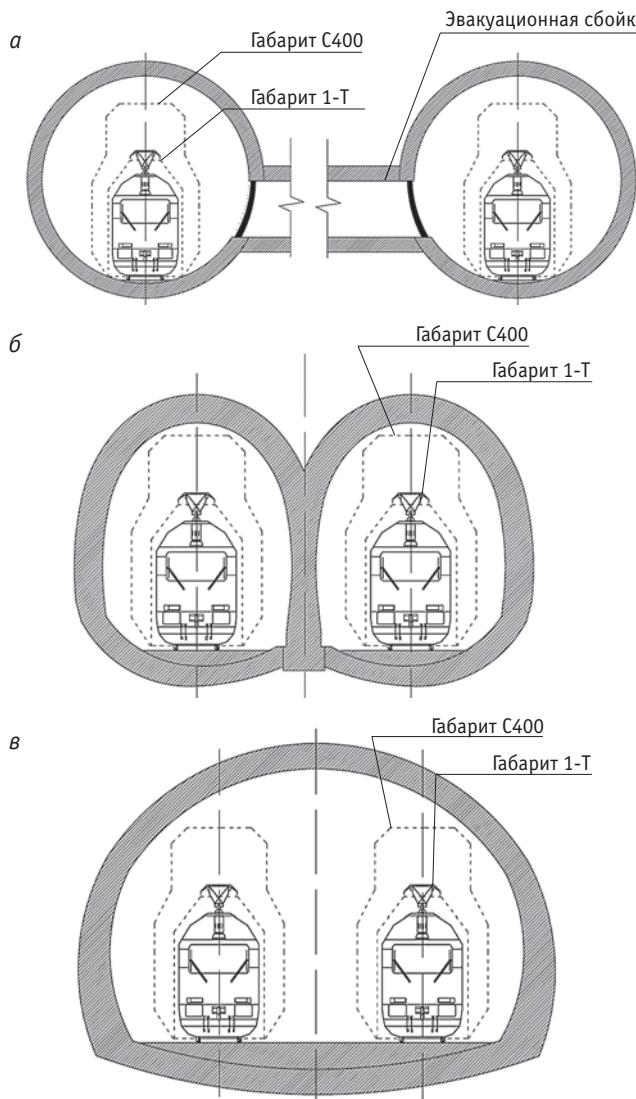


Рис. 2. Принципиальные варианты поперечных сечений тоннеля:  
а — два отдельных однопутных тоннеля, соединенных  
эвакуационными сбояками; б — двухпутный тоннель с единой  
несущей разделительной конструкцией; в — двухпутный тоннель



Рис. 3. Связь аспектов при проектировании тоннеля

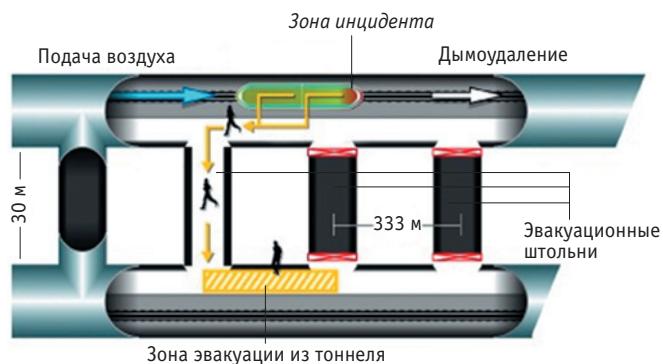


Рис. 4. Принципиальная схема эвакуации из тоннеля

С точки зрения аэродинамики в данном варианте поперечного сечения проще всего прогнозировать специфические явления, определять степень их активности и бороться с ними.

Согласно исследованиям, проведенным в ряде европейских и азиатских стран, причина многих аэродинамических процессов заключается в прохождении поезда на высокой скорости через пространство, ограниченное тоннельной конструкцией. Самый простой способ смягчения аэродинамических эффектов — увеличение площади поперечного сечения тоннеля. Вместе с тем следует отметить, что данный способ является наиболее дорогостоящим и малоэффективным по ряду конструктивных и технологических причин. Увеличение поперечного сечения рационально производить лишь при повышении расчетной скорости движения высокоскоростного состава. Ориентировочное увеличение сечения на примере двухпутного тоннеля показано на рис. 5.

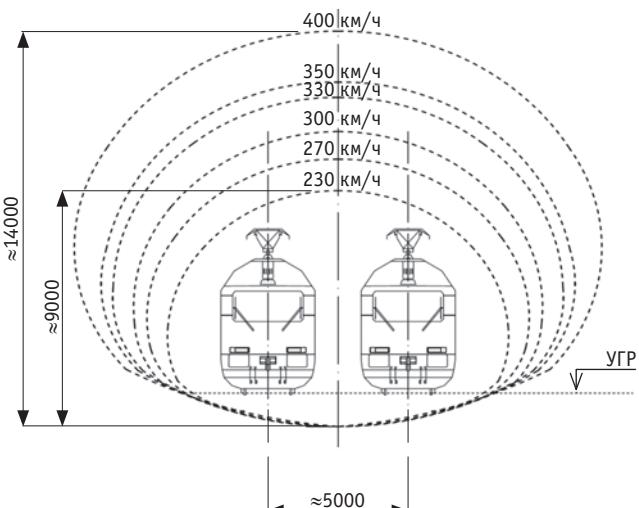


Рис. 5. Схема необходимого увеличения поперечного сечения двухпутного тоннеля с повышением скорости движения высокоскоростного поезда (проект «Калифорния», США)

Аэродинамические процессы, наблюдаемые в тоннелях при прохождении высокоскоростных поездов, проявляются в виде перепадов статического давления, а также в виде тоннельных волн давления и волн микродавления.

Величина изменения давления в тоннеле (по данным UIC 779-11R [10]) зависит от нескольких параметров. Наиболее важные из них — скорость движения поезда [11], коэффициент блокировки (отношение площади поперечного сечения тоннеля к площади поперечного сечения подвижного состава, т.е.  $B = A_{\text{поезда}}/A_{\text{トンнеля}}$ ) [12] и длина тоннеля (рис. 6).

Как правило, самые высокие перепады давления генерируются в момент прохождения поездом входного портала. Изменение давления в тоннеле происходит одновременно с перемещением поезда: перед движущимся составом образуется область повышенного давления, в носовой части происходит резкий перепад давления, далее оно постоянно уменьшается по длине поезда (рис. 7 и 8, табл. 1).

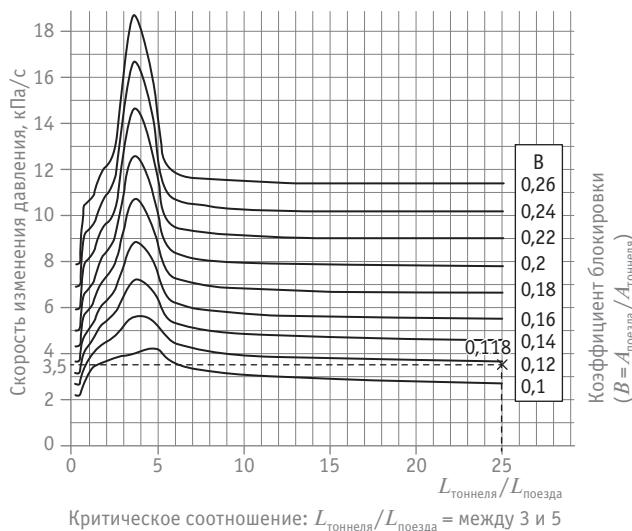


Рис. 6. Диаграмма изменения давления в тоннеле в зависимости от геометрических параметров поезда и тоннеля при скорости движения 250 км/ч

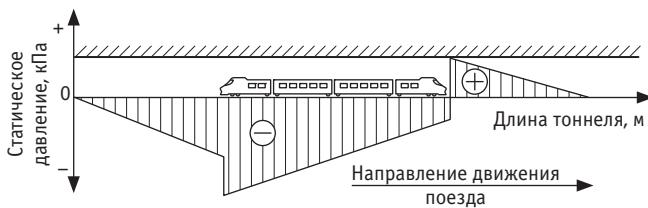


Рис. 7. Распределение давления в тоннеле по длине поезда

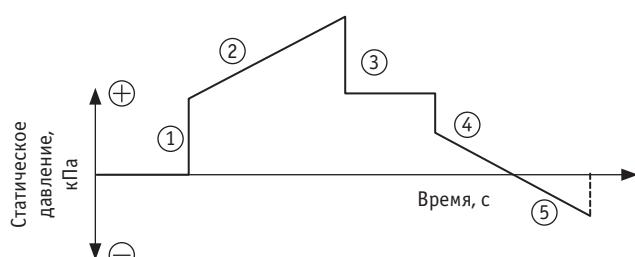


Рис. 8. Изменение давления в сечении тоннеля во время движения поезда (характеристика участков 1–5 приведена в табл. 1)

Таблица 1

Изменение давления в сечении тоннеля в зависимости от положения высокоскоростного поезда

Область (см. рис. 8)	Положение поезда	Характер изменения давления (в произвольном сечении тоннеля)
1	Вход носовой части в тоннель	Скачкообразный рост давления, образование волны сжатия
2	Вход всего состава в тоннель	Дальнейшее увеличение давления
3	Вход хвостовой части в тоннель	Скачкообразное падение давления, образование волны разряжения воздуха
4	Прохождение носа поезда мимо точки измерения давления	Резкое падение давления в точке
5	Прохождение всего состава мимо точки измерения	Постепенное падение давления и его выравнивание до атмосферного

Изменение давления необходимо учитывать при проектировании конструкций подвижного состава, дверей и заслонок между тоннелем и соседним объемом (техническая комната, сбойка, вентиляционный канал и т.д.) и внутренних объектов тоннельной инфраструктуры (знаки, светильники, шкафы с оборудованием и т.п.) [13].

Отмечено, что изменение давления негативно влияет на здоровье и самочувствие пассажиров, в частности, при резком кратковременном перепаде давления возможно повреждение органов слуха. Существуют международные нормы, по которым максимальные перепады давления в тоннеле не должны превышать 10 кПа (так называемый критерий здоровья) [10], и рекомендательные нормы в конкретных странах (критерий комфорта). Согласно критериям комфорта, максимальные перепады давления в единицу времени ограничиваются до уровня, вызывающего наименьший дискомфорт у людей, находящихся в высокоскоростном составе. Например, в Германии максимальный перепад давления не должен превышать 500 Па за 1 с, 800 Па за 3 с, 1000 Па за 10 с. При этом регламентируются параметры герметизации подвижного состава.

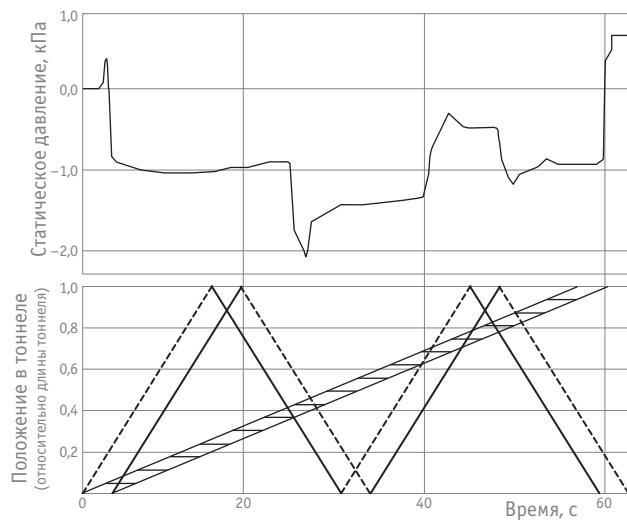
Волны давления (тоннельные волны) — сжатия и разряжения — перемещаются в пространстве тоннеля со скоростью звука и генерируются высокоскоростным поездом при прохождении мест:

входа и выхода из тоннеля;  
изменения поперечного сечения тоннеля;  
сбойки с параллельным тоннелем или тупиковой выработкой;  
сопряжения с вентиляционными каналами, ведущими наружу.

Особенность волн давления заключается в том, что, когда волны сжатия (растяжения) достигают одного из порталов тоннеля, они отражаются в виде волн растяжения (сжатия), и процесс повторяется в обратном направлении [14]. То есть поезд несколько раз встречает такие волны во время движе-

ния в тоннеле. Этот процесс можно наглядно продемонстрировать на примере измерений, полученных с датчика давления, установленного на корпусе поезда, проходящего через тоннель Paracuellos в Испании: пересечение линии движения поезда с линиями волн давления отражается на графике давления в виде резких скачков (рис. 9).

В зарубежных источниках используется понятие «критическая длина тоннеля», т.е. длина, при которой наблюдается самый высокий уровень изменения давления из-за наложения отраженных волн давления и статического давления на конце поезда. Исследования, проведенные в ряде стран, позволили установить зависимости изменения давления от скорости и длины поезда. Например, в однопутном тоннеле с круговой обделкой при длине поезда 200 м и скорости 200 км/ч критическая длина составляет 2178 м.



**Рис. 9. Изменение давления, зафиксированное датчиком на корпусе поезда в тоннеле Paracuellos (Испания):**  
— поезд; — волна сжатия; - - - волна растяжения

Кроме длины тоннеля влияние на волны давления оказывает и множество других факторов: скорость и длина поезда, форма его носовой части [15], коэффициент блокирования, верхнее строение пути и т.д. В частности, японские исследователи установили, что, если применять определенные размеры глухих выработок, можно «управлять» характеристикими волн давления.

Таким образом, для того чтобы значения давления воздуха в тоннеле не превышали рекомендуемых пределов, необходимо производить расчет для каждого конкретного случая (с учетом размеров поезда, тоннеля и таких особенностей, как наличие вентиляционных шахт и тупиковых выработок).

Волны микродавления в тоннелях на ВСМ образуются из-за возникновения индуцированных высокоскоростным поездом волн давления. Результатом распространения в тоннеле волн давления становится их частичный выход наружу пульсационными волнами микродавления (рис. 10). Это проявляется в виде характерного взрывоподобного звука, исходящего из портала, противоположного въезду поезда в тоннель. В не-

которых странах, например в Японии, уровень шума от производимых волн микродавления ограничивается на законодательном уровне.



**Рис. 10. Схема образования волн микродавления:**  
этап 1 — формирование волны сжатия; этап 2 — распространение волны по тоннелю; этап 3 — излучение волн микродавления из портала

К числу основных параметров, регулирующих это явление, относятся длина тоннеля, верхнее строение пути и скорость поезда.

Существуют различные способы борьбы с волнами микродавления, в частности:

- увеличение поперечного сечения тоннеля;
- снижение скорости поезда;
- устройство выносных порталных конструкций с отверстиями, трубами или выполненных из композитных материалов;
- покрытие внутренней поверхности тоннеля звукоглощающими материалами;
- использование балластного верхнего строения пути вместо железобетонного;
- изменение количества и размеров вспомогательных выработок.

Наиболее простым и эффективным считается устройство выносных порталных конструкций из монолитного железобетона или композитных материалов [16, 17] (рис. 11).



**Рис. 11. Выносные порталные конструкции из монолитного железобетона с атмосферными каналами и из композитных материалов**

Таким образом, на основании изложенного в настоящей статье можно сделать следующие выводы. Для обеспечения эффективной и экономически оправданной модели планирования строительства транспортных тоннелей на ВСМ первостепенное значение имеют два аспекта — безопасность и аэродинамика. В данной области накоплен богатый опыт проектирования, строительства и эксплуатации тоннелей

на железных дорогах Испании, Франции, Японии, Китая, Германии. Однако стоит отметить, что применение этого опыта без проведения комплекса соответствующих научно-исследовательских работ по его адаптации к российским климатическим условиям может привести к значительному увеличению строительных и эксплуатационных затрат и не дать ожидаемого эффекта.

## Литература

- 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.rzd-expo.ru/innovation/regulatory\\_documents/01Rasporyazhenie877-r.pdf](http://www.rzd-expo.ru/innovation/regulatory_documents/01Rasporyazhenie877-r.pdf) (дата обращения: 01.10.2015).
- Путин В. Интервью информационным агентствам ТАСС и «Синьхуа» [Электронный ресурс]. URL: <http://www.gr-sozidatel.ru/articles/intervyu-informacionnym.html> (дата обращения: 01.10.2015).
- О безопасности высокоскоростного железнодорожного транспорта : технический регламент Таможенного союза от 15.07.11 с изм. на 09.12.11 (ТР ТС 002/2011) [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/902293437> (дата обращения: 01.10.2015).
- Специальные технические условия. Проектирование участка Москва – Казань высокоскоростной железнодорожной магистрали Москва – Казань – Екатеринбург со скоростями движения до 400 км/ч / ФГБОУ ВПО ПГУПС. СПб., 2014.
- Специальные технические условия. Сооружения искусственные участка Москва – Казань высокоскоростной железнодорожной магистрали Москва – Казань – Екатеринбург. Технические нормы и требования к проектированию и строительству / ФГБОУ ВПО ПГУПС. СПб., 2014.
- Высокоскоростной железнодорожный транспорт. Общий курс : учеб. пособие в 2-х т. / А. П. Ледяев, Ю. С. Фролов, И. П. Киселев и др. ; под ред. И. П. Киселева. М. : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014.
- Bopp R., Hagenah B. Aerodynamics, ventilation and tunnel safety for high speed rail tunnels [Электронный ресурс]. URL: <http://www.tunneltalk.com/TunnelTECH-May2015-Aerodynamics-and-ventilation-in-rail-tunnels-civil-measures.php> (дата обращения: 01.10.2015).
- Оценка влияния строительства в охранной зоне метрополитена на подземные сооружения / А. Н. Коньков, А. В. Бенин, В. Н. Кавказский и др. // Промышленное и гражданское строительство. 2011. № 5. С. 39–42. ISSN 0869–7019.
- Фролов Ю. С. Тоннели на высокоскоростных железнодорожных магистралях // Транспорт Российской Федерации. 2010. № 1 (26). С. 28–31. ISSN 1994–831X.
- UIC code 779-11R. Determination of railway tunnel cross-sectional areas on the basis of aerodynamic considerations.
- Pressure measurements on real high-speed trains travelling through tunnels / A. Martinez, E. Vega, J. Gaite et al [Электронный ресурс]. URL: <http://bbaa6.mecc.polimi.it/uploads/treni/tit02.pdf> (дата обращения: 01.10.2015).

## References

- Strategiya razvitiya zheleznodorozhnogo transporta v Rossiiyiskoy Federatsii do 2030 goda / utv. rasporyazheniem Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 17.06.08 № 877-r [Strategy of development of railway transport in the Russian Federation up to 2030 / approved by Decree of the Government of the Russian Federation of 17.06.08 No. 877-r]. [Electronic resource]. URL: [http://www.rzd-expo.ru/innovation/regulatory\\_documents/01Rasporyazhenie877-r.pdf](http://www.rzd-expo.ru/innovation/regulatory_documents/01Rasporyazhenie877-r.pdf) (date accessed: 01.10.2015).
- Putin V. Intervyu informatsionnym agentstvam TASS i «Sinkhua» [Tass and Xinhua Interview]. [Electronic resource]. URL: <http://www.gr-sozidatel.ru/articles/intervyu-informacionnym.html> (date accessed: 01.10.2015).
- O bezopasnosti vysokoskorostnogo zheleznodorozhnogo transporta : tekhnicheskiy reglament Tamozhennogo soyusa ot 15.07.11 s izm. na 09.12.11 (TR TS 002/2011) [Safety of High-speed Rail Transport : Technical Regulations of the Customs Union 15.07.11, rev. 09.12.11 (TR CU 002/2011)]. [Electronic resource]. URL: <http://docs.cntd.ru/document/902293437> (date accessed: 01.10.2015).
- Spetsialnye tekhnicheskie usloviya. Proektirovaniye uchastka Moskva — Kazan vysokoskorostnoy zheleznodorozhnoy magistrali Moskva — Kazan — Ekaterinburg so skorostyami dvizheniya do 400 km/ch [Special regulations. Design of Moscow — Kazan section of Moscow — Kazan — Ekaterinburg high-speed railway with speeds up to 400 km/h] / FGBOU VPO PGUPS. SPb., 2014.
- Spetsialnye tekhnicheskie usloviya. Sooruzheniya iskusstvennye uchastka Moskva — Kazan vysokoskorostnoy zheleznodorozhnoy magistrali Moskva — Kazan — Ekaterinburg. Tekhnicheskie normy i trebovaniya k proektirovaniyu i stroyitelstvu [Special regulations. Artificial structures of Moscow — Kazan section of Moscow — Kazan — Ekaterinburg high-speed railway. Technical standards and requirements for design and construction] / FGBOU VPO PGUPS. SPb., 2014.
- Vysokoskorostnoy zheleznodorozhniy transport. Obschiy kurs : ucheb. posobie v 2-kh t. [High-speed rail transport. General course : a textbook in 2 vol.] / A. P. Ledyayev, Yu. S. Frolov, I. P. Kiselev i dr. ; pod red. I. P. Kiseleva. M. : FGBOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnom transporte», 2014.
- Bopp R., Hagenah B. Aerodynamics, ventilation and tunnel safety for high speed rail tunnels [Electronic resource]. URL: <http://www.tunneltalk.com/TunnelTECH-May2015-Aerodynamics-and-ventilation-in-rail-tunnels-civil-measures.php> (date accessed: 01.10.2015).
- Otsenka vliyaniya stroyitelstva v okhrannoy zone metropolitena na podzemnye sooruzheniya [Assessment of the impact of construction in subway buffer zone on underground structures] / A. N. Konkov, A. V. Benin, V. N. Kavkazskiy i dr. // Promyshlennoe i grazhdanskoe stroyitelstvo. 2011. № 5. P. 39–42. ISSN 0869–7019.
- Frolov Yu. S. Tonnelli na vysokoskorostnykh zheleznodorozhnykh magistralyakh [Tunnels on high-speed rails] // Transport Rossiyskoy Federatsii. 2010. № 1 (26). P. 28–31. ISSN 1994–831X.
- UIC code 779-11R. Determination of railway tunnel cross-sectional areas on the basis of aerodynamic considerations.
- Pressure measurements on real high-speed trains travelling through tunnels / A. Martinez, E. Vega, J. Gaite et al [Electronic resource].

12. Diedrichs B. Studies of Two Aerodynamic Effects on High-Speed Trains: Crosswind Stability and Discomforting Car Body Vibrations Inside Tunnels [Электронный ресурс]. URL: <http://kth.diva-portal.org/smash/get/diva2:11067/FULLTEXT01.pdf> (дата обращения: 01.10.2015).
13. Ricco P., Baron A., Molteni P. Nature of pressure waves induced by a high-speed train travelling through a tunnel [Электронный ресурс]. URL: [http://www.hbi.ch/fileadmin/downloads/pdf/publikationen/09\\_Aerodynamics-and-climate\\_WTC-2009\\_Budapest.pdf](http://www.hbi.ch/fileadmin/downloads/pdf/publikationen/09_Aerodynamics-and-climate_WTC-2009_Budapest.pdf) (дата обращения: 01.10.2015).
14. A gentle pop instead of a loud bang [Электронный ресурс]. URL: [http://www.dlr.de/dlr/en/desktopdefault.aspx/tabid-10327/507\\_read-4158/#/gallery/6593](http://www.dlr.de/dlr/en/desktopdefault.aspx/tabid-10327/507_read-4158/#/gallery/6593) (дата обращения: 01.10.2015).
15. Чурков Н. А. Аэродинамика железнодорожного поезда. М. : Желдориздат, 2007. 332 с.
16. Development of new tunnel entrance hoods / K. Sakurai, K. Saeki, Y. Takakuwa et al [Электронный ресурс]. URL: [http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf\\_16/Tec-16-56-59eng.pdf](http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_16/Tec-16-56-59eng.pdf) (дата обращения: 01.10.2015).
17. Saeki K., Watanabe A. The development of the new tunnel entrance hood with membrane material [Электронный ресурс]. URL: [http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf\\_12/Tec-12-58-63eng.pdf](http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_12/Tec-12-58-63eng.pdf) (дата обращения: 01.10.2015).
12. Diedrichs B. Studies of Two Aerodynamic Effects on High-Speed Trains: Crosswind Stability and Discomforting Car Body Vibrations Inside Tunnels [Электронный ресурс]. URL: <http://bbaa6.mecc.polimi.it/uploads/treni/tit02.pdf> (date accessed: 01.10.2015).
13. Ricco P., Baron A., Molteni P. Nature of pressure waves induced by a high-speed train travelling through a tunnel [Electronic resource]. URL: [http://www.hbi.ch/fileadmin/downloads/pdf/publikationen/09\\_Aerodynamics-and-climate\\_WTC-2009\\_Budapest.pdf](http://www.hbi.ch/fileadmin/downloads/pdf/publikationen/09_Aerodynamics-and-climate_WTC-2009_Budapest.pdf) (date accessed: 01.10.2015).
14. A gentle pop instead of a loud bang [Electronic resource]. URL: [http://www.dlr.de/dlr/en/desktopdefault.aspx/tabid-10327/507\\_read-4158/#/gallery/6593](http://www.dlr.de/dlr/en/desktopdefault.aspx/tabid-10327/507_read-4158/#/gallery/6593) (date accessed: 01.10.2015).
15. Churkov N. A. Aerodinamika zheleznodorozhnogo poezda [Railway train aerodynamics]. M. : Zheldorizdat, 2007. 332 p.
16. Development of new tunnel entrance hoods / K. Sakurai, K. Saeki, Y. Takakuwa et al [Electronic resource]. URL: [http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf\\_16/Tec-16-56-59eng.pdf](http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_16/Tec-16-56-59eng.pdf) (date accessed: 01.10.2015).
17. Saeki K., Watanabe A. The development of the new tunnel entrance hood with membrane material [Electronic resource]. URL: [http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf\\_12/Tec-12-58-63eng.pdf](http://www.jreast.co.jp/e/development/tech/pdf_12/Tec-12-58-63eng.pdf) (date accessed: 01.10.2015).

УДК 656.21.001.2

Хабибулла Турнович Турнов, доктор технических наук, профессор кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
Андрей Александрович Гордиенко, ассистент кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
Ирина Сергеевна Плахотич, старший преподаватель кафедры «Станции, узлы и грузовая работа» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА С ТОРМОЖЕНИЕМ НА УЧАСТКЕ ПЕРВОЙ ТОРМОЗНОЙ ПОЗИЦИИ СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ ПРИ ВОЗДЕЙСТВИИ ПОПУТНОГО ВЕТРА МАЛОЙ ВЕЛИЧИНЫ

Khabibulla Turanovich Turanov, DSc in Engineering, Professor, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,  
Andrey Alexandrovich Gordienko, Assistant Lecturer, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,  
Irina Sergeyevna Plakhotich, Senior Lecturer, Department of Stations, Junctions and Freight Work, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Mathematical description of car movement with braking on the first portion of gravity hump at light tailwind

#### Аннотация

В результате математического моделирования получена простая на вид аналитическая формула, позволяющая рассчитать ускорение вагона при его движении на участке первой тормозной позиции сортировочной горки. Установлено, что ускорение на этом участке зависит от всех сил (ветра, трения скольжения, сопротивления среды, снега и инея), действующих на систему «вагон — путь», и от массы груженого (или порожнего) вагона без учета инерции вращающихся масс (колесных пар). По величине ускорения при известном времени торможения вагонным замедлителем определены конкретные значения скорости скатывания и пути торможения в зависимости от начальной скорости вагона на рассматриваемом участке.

**Ключевые слова:** вагон, сортировочная горка, первая тормозная позиция, попутный ветер, скорость вагона, движение вагона с замедлением.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-10-15

#### Summary

Mathematical modeling allowed to obtain straightforward analytic formula to calculate the acceleration of car as it moves on the first braking position of gravity hump. It was found that the acceleration in this section depends on all the forces (wind, sliding friction, environmental resistance, snow and frost), acting on «car — road» system, and from the weight of loaded (or empty) car without inertia of rotating masses (wheel pairs). Using the value of acceleration with known car retarder braking time, specific values of rolling speed and braking distance have been calculated, which depend on car speed on the section under review.

**Keywords:** car, gravity hump, the first braking position, tailwind, car speed, car movement with braking.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-10-15

**Б** [1] выполнен критический анализ известных работ (например, [2, 3]) по расчету и проектированию сортировочных горок. При решении задачи скатывания вагона по уклону горки в [2] принято, что сила аэродинамического сопротивления  $\bar{F}_v$  нелинейно зависит от относительной скорости ветра  $\bar{v}_v$ , т.е.  $\bar{F}_v = f(\bar{v}_v^2)$ . При этом ускорение вагона  $a$  в составленном дифференциальном уравнении движения тела представлено не в виде производной скорости по времени  $dv/dt$ , а в виде  $v dv/ds$ . В результате интегрирования дифференциального уравнения получена аналитическая зависимость пройденного расстояния  $s$  от скорости вагона  $v$ , т.е.  $s = f(v)$ . В дальнейшем зависимость  $s = f(v)$  из-за сложности ее представления не была использована при расчете геометрических параметров горки, поскольку здесь неизвестна скорость скатывания вагона  $v$  по уклону горки в любой рассматриваемой точке, в свою очередь зависящая от времени движения вагона  $t$ . Видимо, поэтому в [2] скорость вагона по уклону горки определена по общепринятой в элементарной физике формуле свободно падающего по вертикали тела  $v_k = f(h)$  (где  $h$  — высота падения тела) без учета начальной скорости  $v_0$ . Эта формула стала классической и используется до настоящего времени [3], хотя и является ошибочной [1].

В [4–6] нами разработан упрощенный подход к расчету и проектированию сортировочной горки. Его суть заключается в том, что скорость  $v$  и путь торможения  $l_t$  вагона определяются в зависимости от начальной скорости (скорости входа на участок торможения)  $v_{03}$ , ускорения вагона при замедленном движении  $a$  и времени торможения вагонным замедлителем

лем  $t_r$ , т.е.  $v = f(v_{03}, a, t_r)$  и  $I_r = f(v_0, a, t_r)$ . При этом нами принято, что сила аэродинамического сопротивления, действующая на вагон при малой скорости ветра (например, при попутном ветре 2–4 м/с), зависит от площади наветренной поверхности вагона  $A_{\text{нав}}$  по линейному закону, т.е.  $F_{rb} = f(A_{\text{нав}})$ . Ускорение вагона  $a$  в дифференциальном уравнении движения, составленном с использованием принципа Д'Аламбера в координатной форме, представлено как производная скорости по времени  $dv/dt$ . Согласно такому подходу, в [4] решена частная задача, позволяющая рассчитать путь торможения вагона при воздействии встречного ветра малой величины, когда вагонный замедлитель размещён на горизонтальной площадке сортировочной горки.

Вместе с тем до сих пор не решена задача по определению ускорения, скорости и пути торможения вагона на участке первой тормозной позиции, расположенному на уклоне сортировочной горки (в дальнейшем — 1ТП), при воздействии попутного ветра малой величины, чему, собственно, и посвящена настоящая статья.

Особо подчеркнем, что данная статья продолжает серию публикаций [1, 4–9], исследующих динамику скатывания вагона по профилю сортировочной горки, поэтому в ней используются многие положения и аналитические формулы, выведенные в [4–6] по предложенной нами методике.

## ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Построить математическую модель движения вагона с замедлением на участке 1ТП, расположенному на уклоне сортировочной горки, при воздействии попутного ветра малой величины, позволяющую обосновать рациональное значение уклона горки и обеспечить безопасное движение вагона до расчетной точки.

## ФОРМУЛИРОВКА ЗАДАЧИ

Требуется вывести аналитическую формулу ускорения вагона  $a$  при торможении вагонными замедлителями, расположенными на уклоне сортировочной горки, в зависимости от сил, действующих на систему «вагон — путь», которая позволит получить формулу ускорения торможения  $a_r$  и скорости вагона  $v(t)$  при его движении по уклону горки, а на их основе по величине времени торможения  $t_r$  определить конкретные значения скорости  $v(t_r)$  и пути  $x(t_r)$ .

## МЕТОДЫ РЕШЕНИЯ

Аналогично [4–9] воспользуемся классическими положениями теоретической механики — основным принципом Д'Аламбера в координатной форме [10] и общими понятиями дифференциального и интегрального исчисления [11].

## УСЛОВИЯ ЗАДАЧИ

### И ПРИНЯТЫЕ ПРЕДПОСЫЛКИ

В отличие от [4] рассмотрим случай, когда вагон по уклону сортировочной горки скатывается прямолинейно с заданной начальной скоростью  $v_{03}$  (например, 21,5–22,4 км/ч, или 5,967–6,211 м/с). При этом он будет испытывать воздействие в основном внешних сил — силы тяжести  $G$  и силы аэродинамического сопротивления  $\bar{F}_{rb}$ ,  $(\bar{F}_{rbx}, \bar{F}_{rby}) \in \bar{F}_{rb}$ .

Пусть вагон совершает прямолинейное равнозамедленное движение с переносной скоростью  $v_e = v$  с сортировочной горкой относительно подвижной системы координат  $O$ , связанной с вагоном (рис. 1) [5–7].

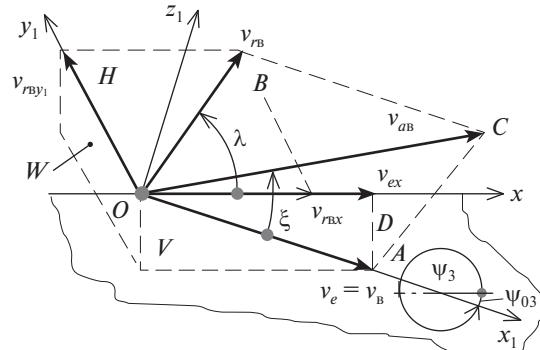


Рис. 1. Векторная диаграмма скорости вагона и попутного ветра на участке 1ТП горки

На рис. 1, как и в [5–7], обозначено:  $O$  — начало подвижной системы координат  $Ox_1y_1z_1$ , жестко связанной с вагоном;  $Ox$  — ось по горизонтали;  $\psi_{03}$  — угол уклона участка 1ТП горки;  $H$  и  $W$  — горизонтальная, вертикальная и фронтальная плоскости;  $\bar{v}_{rb}$  — относительная скорость ветра по отношению к подвижной системе отсчета  $Ox_1y_1z_1$  (вагону);  $\lambda$  — направляющий угол вектора относительной скорости ветра по отношению к продольной оси вагона;  $\bar{v}_{ab}$  — абсолютная скорость ветра, которая определяется согласно теореме о сложении скоростей при сложном движении  $\bar{v}_{ab} = \bar{v}_e + \bar{v}_r = \bar{v} + \bar{v}_r$ , где  $\bar{v}_e = \bar{v}$  — переносная скорость (скорость вагона),  $\bar{v}_r$  — относительная скорость воздуха;  $\xi$  — направляющий угол вектора абсолютной скорости ветра относительно оси  $Ox_1$ , обычно принимают  $\xi = 15\text{--}30^\circ$ , а при лобовом ветре с учетом малого угла уклона участка 1ТП горки  $\psi_{03}$  ( $\psi_{03} = 0,014$  рад =  $0,802^\circ$ ) принимают  $\xi = 0^\circ$ .

Будем иметь в виду, что при проектировании сортировочной горки такие ее кинематические параметры, как проекция длины на горизонталь  $I_{r3}$  и угол уклона (спуска)  $\psi_{03}$ , принимают методом подбора в соответствии с рекомендациями [2, 3]. Например,  $I_{r3} \approx 30\text{--}40$  м,  $\operatorname{tg}\psi_{03} = 0,012\text{--}0,015$  (или  $\psi_{03} = 0,688\text{--}0,859^\circ$ ).

## ФОРМИРОВАНИЕ УПРОЩЕННОЙ РАСЧЕТНОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА

Упрощенная модель воздействия сил на систему «вагон — путь» на участке 1ТП горки при попутном ветре, учитывающая трение скольжения колесных пар вагона, как и в [8, 9], представлена на рис. 2.

Все обозначения на рис. 2 такие же, как и в [5, 6]. Например,  $M_{\text{тр},\text{п}A}$  ( $M_{\text{тр},\text{п}A} \in \{M_{\text{тр},\text{п}A1}, M_{\text{тр},\text{п}A2}, M_{\text{тр},\text{п}A'1}, M_{\text{тр},\text{п}A'2}\}$ ) и  $M_{\text{тр},\text{п}B}$  ( $M_{\text{тр},\text{п}B} \in \{M_{\text{тр},\text{п}B1}, M_{\text{тр},\text{п}B2}, M_{\text{тр},\text{п}B'1}, M_{\text{тр},\text{п}B'2}\}$ ) — внутренние силы в виде моментов трения качения в подшипниках буксовых узлов передней  $A$  и задней  $B$  тележек вагона, причем  $M_{\text{тр},\text{п}} = M_{\text{тр},\text{п}A} + M_{\text{тр},\text{п}B}$ ;  $P_{A1}, P_{A2}, P_{B1}, P_{B2}$  — мгновенные центры скоростей.

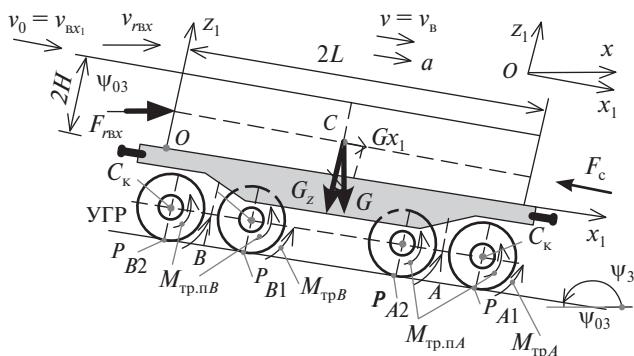


Рис. 2. Упрощенная модель воздействия сил на систему «вагон – путь» на участке 1ТП горки при попутном ветре

На рис. 3 с использованием принципа освобождаемости от связей представим расчетную модель движения вагона на участке 1ТП сортировочной горки.

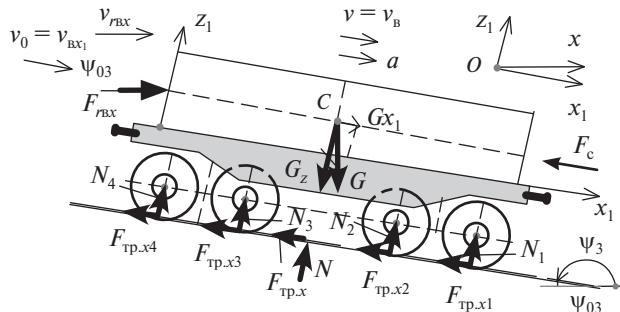


Рис. 3. Упрощенная расчетная модель движения вагона по профилю 1ТП горки при воздействии попутного ветра

Все обозначения на рис. 3 такие же, как и на рис. 2, за исключением нормальной  $N$  и касательной  $F_{tp,x}$  составляющих реакции связи (рельсовых нитей). Причем  $N = N_1 + N_2 + N_3 + N_4$  и  $F_{tp,x} = F_{tp,x1} + F_{tp,x2} + F_{tp,x3} + F_{tp,x4}$  определены как сумма параллельных сил, сила трения  $F_{tp,x}$  (в дальнейшем —  $F_{tp,x1}$ ) направлена по оси  $Ox_1$ .

Здесь  $F_{tp,x1}$ , в отличие от [4], включает трение скольжения колес о поверхность катания рельсовых нитей  $F_{tp,ck}$ , трение скольжения гребней колес по боковым поверхностям рельсовых нитей  $F_{tp,b}$  вследствие воздействия силы ветра с боковой стороны вагона  $F_{rvy} = F_{rb}$  (при учете этого воздействия) и трение обода колес о сжатые тормозные шины вагонного замедлителя  $F_{topm}$ . Таким образом,  $F_{tp,x1} = F_{tp,ck} + F_{tp,b} + F_{topm}$ .

## СИЛОВЫЕ СООТНОШЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ВАГОНА НА УЧАСТКЕ ПЕРВОЙ ТОРМОЗНОЙ ПОЗИЦИИ НА УКЛОННЕ ГОРКИ

Силовые соотношения на участке 1ТП, расположенным на уклоне сортировочной горки, найдем в следующей последовательности.

1. Определим проекции силы воздействия попутного ветра на вагон по продольной оси  $Ox$  и поперечной оси  $Oy_1$  (на рис. 3 ось  $Oy_1$  не показана), кН [5–7]:

$$F_{rx} = 0,5 A_t; F_{rvy} = F_{rb} = 0,5 A_b \quad (1)$$

где 0,5 — удельное давление на  $1\text{ m}^2$  площади,  $\text{kH}/\text{m}^2$ ;

$A_t$  — площадь торцевой поверхности вагона с грузом,  $\text{m}^2$ ;

$A_b$  — площадь боковой поверхности вагона с грузом,  $\text{m}^2$ .

Например, если  $A_t = 6,384 \text{ m}^2$  и  $A_b = 27,36 \text{ m}^2$ , то  $F_{rx} = 3,192 \text{ kN}$  и  $F_{rvy} = 13,68 \text{ kN}$ .

В [4, 8] подчеркнуто, что для обеспечения интервально-прицельного регулирования скорости вагонов производится торможение вращения колес. За счет возникающей силы трения скольжения обода колес о сжатые тормозные шины вагонных замедлителей колеса начинают частично скользить по поверхностям рельсовых нитей. При этом из-за значительного максимального давления сжатого воздуха в пневмосистеме ( $0,75 \text{ МПа}$ ) получим тормозную силу  $F_{topm}$  [12], а следовательно, и силу сопротивления движению вагона  $F_{tp,x1}$ .

В общем случае  $F_{tp,x1}$  при прохождении вагоном 1ТП горки с торможением

$$F_{tp,x1} = F_\tau + F_{topm}. \quad (2)$$

Здесь  $F_\tau$  — касательная составляющая реакции связи (рельсовых нитей), согласно закону Кулона,  $F_\tau = f_{ck} N$  с учетом того, что  $f_{ck}$  — коэффициент трения скольжения поверхностей катания колес о поверхности катания рельсовых нитей ( $f_{ck} = 0,15\text{--}0,4$ ).  $N$  — нормальная составляющая реакции связи, равная по модулю сумме проекций всех активных сил на вертикальную ось и приходящаяся на каждый буксовый узел,  $N = F_z = G_z + F_{rz} = G \cos \psi_{03} + F_{rx} \sin \psi_{03}$ . Причем  $F_{rz} = F_{rx} \sin \psi_{03}$  — проекция силы попутного ветра  $F_{rx}$  направленной по вертикали (т.е. по оси  $Oz$ , см. рис. 3), поэтому ее можно включить в число сил, оказывающих давление на рельсовые нити.  $F_{topm} = f_{tp} F_{tk}$  — сила трения, возникающая между ободами колесных пар и сжатыми тормозными шинами вагонного замедлителя, где  $f_{tp} = 0,14\text{--}0,4$  — коэффициент трения скольжения обода колес о тормозные шины балок замедлителя (однако, как показывает практика эксплуатации вагонных замедлителей, при их включении происходят сильные обиды поверхностей контактирования обода колес и тормозных шин, которые сопровождаются оглушительным шумом, поэтому значения  $f_{tp}$  можно принять до 0,7);  $F_{tk}$  — сила прижатия обода колес о тормозные шины замедлителя вагона или средняя нагрузка на ось вагона, которая возникает при срабатывании вагонного замедлителя (обычно принимают 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150 кН в зависимости от типа замедлителя и давления воздуха) [12].

Переписывая формулу (2) с учетом того что  $F_\tau = f_{ck}(G \cos \psi_{03} + F_{rx} \sin \psi_{03})$ , получим выражение силы торможения  $F_{tp,x1}$ , которая является причиной движения вагона (или отцепа) с замедлением, для случая чистого скольжения колесных пар относительно тормозных шин:

$$F_{tp,x1} = F_{tp,ck} + F_{topm} + F_{tp,ck0}, \quad (3)$$

где  $F_{tp,ck}$  — сила трения скольжения поверхностей катания колесных пар вагона о поверхности катания рельсовых нитей,

$$F_{tp,ck} = f_{ck}[G \cos(\psi_{03}) + F_{rx} \sin(\psi_{03})] \quad (4)$$



(отметим, что силой трения  $f_{ck} F_{rwx} \sin \psi_{03}$  от проекции силы попутного ветра на вертикаль  $F_{rwx} = F_{rwx} \sin \psi_{03}$  из-за малости ее значения можно было бы и пренебречь — она составляет всего-навсего 0,0089 кН, поскольку  $f_{ck} = 0,2$ ,  $F_{rwx} = 3,192$  кН,  $\sin \psi_{03} = 0,014$ );

$F_{tp,ck0}$  — сила трения скольжения гребней колес о боковые поверхности рельсовой нити,

$$F_{tp,ck0} = f_{ck0} F_{rwx} \quad (5)$$

где  $f_{ck0}$  — коэффициент трения скольжения гребней колес о боковую поверхность рельсовой нити (обычно принимают  $f_{ck0} = 0,25$ ) [5–7].

2. Используя понятия сдвигающих и удерживающих сил, вычислим все силы, действующие на скатывающийся вагон на участке 1ТП, расположеннном на уклоне горки, кН.

Сдвигающие силы  $F_{cd,x1}$ , т.е. проекции силы тяжести вагона с грузом ( $G_{x1} = G \sin \psi_{03}$ ), и силы аэродинамического сопротивления попутного ветра ( $F_{rwx1} = F_{rwx} \cos \psi_{03}$ ) на направление скатывания вагона, т.е. по оси  $Ox_1$ :

$$F_{cd,x1} = G \sin(\psi_{03}) + F_{rwx} \cos(\psi_{03}). \quad (6)$$

Удерживающие силы  $F_{yd,x1}$  (т.е. силы сопротивления движению вагона в виде силы воздействия попутного ветра на торцевую поверхность вагона  $F_{rwx}$  силы трения скольжения  $F_{tp,ck}$  колесных пар с учетом воздействия ветра с боковой стороны вагона  $F_{tp,b}$ , силы торможения вагонного замедлителя  $F_{topm}$  и силы сопротивления движению всякого рода  $F_c$ ):

$$F_{yd,x1} = F_{tp,x1} + F_c \quad (7)$$

где  $F_{tp,x1}$  — сила трения скольжения (по [2, 3] это основное сопротивление);

$F_c$  — силы сопротивления всякого рода,

$$F_c = F_{cp} + F_{c,i} \quad (8)$$

где  $F_{cp}$ ,  $F_{c,i}$  — силы сопротивления движению вагона от среды, снега и инея (согласно [2, 3], они представляют собой дополнительные сопротивления), т.е.

$$F_{cp} = k_{cp} k_{hb} G; F_{c,i} = k_{c,i} k_{hb} G \delta(k), \quad (9)$$

где  $k_{cp}$  — коэффициент, показывающий долю силы тяжести  $G$  при учете сопротивления среды (обычно в пределах 0,0001–0,0005 при скорости попутного ветра от 2 до 4 м/с) [2, с. 182];

$k_{c,i}$  — коэффициент, показывающий долю силы тяжести  $G$  при учете сопротивления снега и инея [2, 3];

$k_{hb}$  — коэффициент, учитывающий неточности вычислений  $k_{cp}$  и  $k_{c,i}$ ;

$\delta(k)$  — единичная функция Дирака, учитывающая климатические условия работы сортировочной горки, например,  $\delta(k) = 1$  для зимнего,  $\delta(k) = 0$  — для летнего периода.

Подставляя (3) и (8) в (7), силу  $F_{yd,x1}$  представим как

$$F_{yd,x1} = f_{ck} [G \cos(\psi_{03}) + F_{rwx} \sin(\psi_{03})] + F_{topm} + [k_{cp} + k_{c,i} \delta(k)] k_{hb} G + f_{ck0} F_{rwx}. \quad (10)$$

Обобщая результаты предыдущих рассуждений, с учетом (5) и (9) найдем условие движения вагона с замедлением на участке 1ТП, расположеннном на горке с уклонами  $12 < i < 15\%$ , или  $0,688 - 0,859^\circ$  (см. рис. 1), при воздействии попутного ветра [8]:

$$F_{cd,x1} \ll F_{yd,x1}. \quad (11)$$

При соблюдении условия (11) может произойти полная остановка вагона на горочных тормозных позициях, что вполне реально на практике.

Теперь найдем выражение для силы, обеспечивающей резкое замедление вагона на участке 1ТП горки [4]:

$$\Delta F_{tn1} = -(F_{cd,x1} - F_{yd,x1}) = -F_{03}. \quad (12)$$

Анализ выражения (12) показывает, что сила  $\Delta F_{tn1}$ , которая возникает на участке 1ТП горки, является удерживающей («тормозящей») и обеспечивает резкое замедление движения вагона заданной силы тяжести  $G$  при воздействии попутного ветра вплоть до остановки.

## МЕТОД ПОСТРОЕНИЯ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА НА УЧАСТКЕ ПЕРВОЙ ГОРОЧНОЙ ТОРМОЗНОЙ ПОЗИЦИИ

Аналогично [4–9] запишем основной закон динамики для переносного движения вагона с неидеальными связями (или принцип Д'Аламбера) в координатной форме [10]:

$$M \frac{dv}{dt} = F_{cd,x1} - F_{yd,x1}, \quad (13)$$

где  $M$  — масса вагона с грузом без учета массы вращающихся частей (колесных пар), кг;

$F_{cd,x1}$  и  $F_{yd,x1}$  — сдвигающие и удерживающие силы для случая замедления движения вагона тормозным устройством, Н.

## МАТЕМАТИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ДВИЖЕНИЯ ВАГОНА С ЗАМЕДЛЕНИЕМ

Перепишем уравнение (13) с учетом выражений (6) и (10) в виде дифференциального уравнения движения вагона на участке 1ТП горки при включении тормозного замедлителя:

$$M \frac{dv}{dt} = -F_{03}, \quad (14)$$

где  $F_{03} = F_{cd,x1} - F_{yd,x1}$  — сила сопротивления движению вагона (поскольку  $F_{cd,x1} < F_{yd,x1}$ ), Н.

Начальные условия задачи Коши: если  $t = 0$ , то  $v(0) = v_0$  (где  $v_0$  — скорость входа вагона на участок 1ТП горки).



Разделяя переменные в (14), получим [11]

$$dv = -\frac{F_0}{M} dt.$$

Проинтегрировав обе части уравнения, будем иметь

$$\int_{v_0}^v dv = -\frac{F_0}{M} \int_0^t dt.$$

После интегрирования получим известную из элементарной физики формулу скорости тела при замедленном движении

$$v = v_{03} - a_3 t, \quad (15)$$

где  $a_3$  — ускорение, при котором происходит прямолинейное равнозамедленное движение вагона,  $\text{м}/\text{с}^2$ ,

$$a_3 = \frac{|F_{03}|}{M}. \quad (16)$$

Как видно, скорость вагона  $v_e(t)$  в течение времени  $t$  зависит от скорости  $v_{03}$  и ускорения  $a_3$ , т.е.  $v_e(t) = f(v_{03}, a_3, t)$ .

Анализируя (16), подчеркнем, что вагон на участке 1ТП, расположенному под уклоном горки, совершает прямолинейное равнозамедленное движение. При этом на данном участке ускорение  $a_3$  зависит от всех сил, действующих на систему «вагон — путь», т.е.  $F_{\text{сд},x1} = f(G, F_{\text{уд},x1}, F_{\text{тр}}, F_c, F_{\text{рв}})$ , и от массы вагона с грузом (или без груза)  $M_0$  без учета массы колесных пар, т.е.  $a_3 = f(M_0, F_{\text{сл},x1}, F_{\text{уд},x1})$ .

Отметим, что время торможения  $t_t$  является неизвестным. Поэтому  $t_t$  следует подбирать так, чтобы выполнялось условие  $t_t > t_{\text{ср}}$ , где  $t_{\text{ср}}$  — время срабатывания вагонного замедлителя (обычно 0,7 или 0,8 с в зависимости от конструкции замедлителей [12]). Соответственно по (16) можно непосредственно определить скорость вагона в конце торможения на первой тормозной позиции горки  $v(t_t)$ .

Далее, учитывая, что  $v_e(t) = \frac{dx}{dt}$ , перепишем (15) в виде дифференциального уравнения при замедленном движении вагона

$$\frac{dx}{dt} = v_{03} - a_3 t.$$

Начальные условия задачи Коши: если  $t = 0$ , то  $x(0) = 0$ .

Умножая обе части последнего равенства на  $dt$ , интегрируя полученное уравнение в пределах от 0 до  $t$  и опуская промежуточные выкладки, окончательно получим путь торможения (юз) вагона в течение времени  $t$  на участке 1ТП горки, м:

$$x(t) = v_{03}t - \frac{1}{2}a_3 t^2. \quad (17)$$

Как видно,  $x(t)$  описывается согласно квадратичному закону (17): при включении тормозного замедлителя путь торможения (юз) вагона увеличивается нелинейно.

Анализируя (17), убеждаемся, что  $x(t)$  зависит от начальной скорости  $v_{03}$  и ускорения вагона  $a_3$ , т.е.  $x(t) = f(v_{03}, a_3, t)$ .

Из выражения (17) при  $t = 0$  получим  $x = 0$ , т.е. начальное условие задачи соблюдается.

Поскольку  $t_t$  находят методом подбора, соблюдая условие  $t_t > t_{\text{ср}}$ , из (15) и (17) можно определить скорость  $v(t_t)$  и пройденное расстояние (путь) вагона  $x(t_t) = l_t$  в любой момент его движения на участке 1ТП горки:

$$v_e(t_t) = v_{03} - a_3 t_t; \quad (18)$$

$$l_t = v_{03} t_t - \frac{1}{2} a_3 t_t^2. \quad (19)$$

Отметим, что (18) и (19) представляют собой хорошо известные из элементарной физики формулы скорости и пути при замедленном движении тела.

## ВЫВОДЫ

1. Построенные на основе классических положений теоретической механики математические модели движения вагона при его внезапном торможении на участке 1ТП, расположенным на уклоне горки, с учетом воздействия силы тяжести и попутного ветра позволили вывести аналитические формулы ускорения  $a_t$ , скорости вагона  $v_e(t)$  и пути торможения  $x(t)$  в зависимости от времени торможения.

2. Полученная аналитическая формула ускорения вагона  $a_t$  при известном времени торможения  $t_t$  дала возможность определить конкретное значение скорости в конце торможения  $v(t_t)$  и пройденный при этом путь вагона  $x(t_t) = l_t$ . В свою очередь, объединение графических зависимостей скорости движения  $v_e(t)$  и пути торможения  $x(t)$  позволило найти точное значение времени торможения вагона  $t_t$  на участке 1ТП горки.

3. При проектировании сортировочной горки рациональная величина уклона площадки для установки вагонных замедлителей  $\psi_{03}$  может быть определена варьированием его значений в пределах от 0 до 15 % (от 0 до 0,015 рад). При этом  $\psi_{03} = 0$  соответствует расположению вагонного замедлителя на горизонтальной площадке.

Результаты выполненных исследований рекомендуется использовать для расчета и проектирования промежуточного участка сортировочной горки.



## Литература

1. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Некоторые проблемы теоретической предпосылки динамики скатывания вагона по уклону сортировочной горки // Бюллетень транспортной информации. 2015. № 3 (237). С. 29–36. ISSN 2072–8115.
2. Образцов В. Н. Станции и узлы. Ч. II. М. : Трансжелдориздат, 1938. 492 с.
3. Железнодорожные станции и узлы : учебник / Под ред. В. И. Апатьева и Ю. И. Ефименко. М. : ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014. 855 с.
4. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Исследование движения вагона с замедлением на участке первой горочной тормозной позиции сортировочной горки при воздействии встречного ветра // Транспорт: наука, техника, управление. 2015. № 5. С. 3–6. ISSN 0236–1914.
5. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Математическая модель времени скатывания вагона на первом скоростном участке сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины // Бюллетень транспортной информации. 2015. № 6 (240). С. 16–21. ISSN 2072–8115.
6. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Аналитическое определение времени скатывания вагона на втором скоростном участке сортировочной горки при воздействии попутного ветра малой величины // Наука и техника транспорта. 2015. № 2. С. 73–81. ISSN 2074–9325.
7. Туранов Х. Т., Ситников С. А., Зырянцев А. А. Математическое моделирование скорости вагона по профилю сортировочной горки при воздействии попутного ветра // Транспорт: наука, техника, управление. 2012. № 4. С. 7–11. ISSN 0236–1914.
8. Turanov K., Gordienko A. Analytical Determination of Conditions of Wagon Rolling Down Marshalling Hump Profiles // Open Acces Library Journal. 2015. Vol. 2. e1912. P. 1–11 [Электронный ресурс]. URL: <http://dx.doi.org/10.4236/oalib.1101912> (дата обращения: 17.09.2015).
9. Туранов Х. Т., Гордиенко А. А. Уточненные математические модели скорости скатывания вагона по уклону горки при воздействии силы тяжести и попутного ветра // Транспорт: наука, техника, управление. 2015. № 1. С. 15–21. ISSN 0236–1914.
10. Лойцянский Л. Г., Лурье А. И. Курс теоретической механики. Т. II. Динамика. М. : Наука, 1983. 640 с.
11. Бронштейн И. Н., Семендаев К. А. Справочник по математике для инженеров и учащихся вузов. М. : Наука, 1980. 976 с.
12. Кобзев В. А. Технические средства сортировочных горок, обеспечивающие безопасность движения. Ч. 1. М. : МИИТ, 2009. 92 с.

## References

1. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Nekotorye problemy teorecheskoy predposyalki dinamiki skatvaniya vagona po uklonu sortirovochnoy gorki [Some problems of the theoretical background of car dynamics rolling down the hump] // Byulleten transportnoy informatsii. 2015. № 3 (237). P. 29–36. ISSN 2072–8115.
2. Obraztsov V. N. Stantsii i uzly. Ch. II [Stations and junctions. Part II]. M. : Transzheldorizdat, 1938. 492 p.
3. Zheleznodorozhnye stantsii i uzly : uchebnik [Railway stations and junctions : a textbook] / Pod red. V. I. Apattseva i Yu. I. Yefimenko. M. : FGBOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zhelezno-dorozhnom transporte», 2014. 855 p.
4. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Issledovanie dvizheniya vagona s zameleniem na uchastke pervoy gorochnoy tormoznoy pozitsii sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii vstrechnogo vetra [Analysis of car movement with deceleration on the first braking position of hump under the influence of headwind] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2015. № 5. P. 3–6. ISSN 0236–1914.
5. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Matematicheskaya model vremeni skatvaniya vagona na pervom skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra maloy velichiny [Mathematical model of the time required for a car to roll down on the first high-speed hump section when exposed to light tailwind] // Byulleten transportnoy informatsii. 2015. № 6 (240). P. 16–21. ISSN 2072–8115.
6. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Analiticheskoe opredelenie vremeni skatvaniya vagona na vtorom skorostnom uchastke sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra maloy velichiny [Analytical determination of the time of car rolling down on the second high-speed hump section when exposed to light tailwind] // Nauka i tekhnika transporta. 2015. № 2. P. 73–81. ISSN 2074–9325.
7. Turanov Kh. T., Sitnikov S. A., Zyryantsev A. A. Matematicheskoe modelirovanie skorosti vagona po profilu sortirovochnoy gorki pri vozdeystvii poputnogo vetra [Mathematical modeling of rail car speed moving on hump yard profile when exposed to back wind] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2012. № 4. P. 7–11. ISSN 0236–1914.
8. Turanov K., Gordienko A. Analytical Determination of Conditions of Wagon Rolling Down Marshalling Hump Profiles // Open Acces Library Journal. 2015. Vol. 2. e1912. P. 1–11 [Electronic resource]. URL: <http://dx.doi.org/10.4236/oalib.1101912> (date accessed: 17.09.2015).
9. Turanov Kh. T., Gordienko A. A. Utochennyye matematicheskie modeli skorosti skatvaniya vagona po uklonu gorki pri vozdeystvii sily tyazhesti i poputnogo vetra [Refined mathematical model of rolling speed of rail car moving downgrade on hump under the influence of gravity and back wind] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2015. № 1. P. 15–21. ISSN 0236–1914.
10. Loytsyanskiy L. G., Lurie A. I. Kurs teorecheskoy mekhaniki. T. II. Dinamika [Course of theoretical mechanics. Vol. 2. Dynamics]. M. : Nauka, 1983. 640 p.
11. Bronshteyn I. N., Semendyaev K. A. Spravochnik po matematike dlya inzhenerov i uchashchikhsya vuzov [Handbook on mathematics for engineers and students of technical universities]. M. : Nauka, 1980. 976 p.
12. Kobzhev V. A. Tekhnicheskie sredstva sortirovochnykh gorok, obespechivayushchiye bezopasnost dvizheniya [Marshalling yards facilities to ensure traffic safety. Part 1]. Ch. 1. M. : MIIT, 2009. 92 p.

УДК 004.94

Елена Николаевна Тимухина, доктор технических наук, профессор, заведующая кафедрой «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Наталья Вячеславовна Кащеева, кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Антон Алексеевич Кощеев, ассистент кафедры «Управление эксплуатационной работой» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## ТЕХНОЛОГИЯ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ИНДИКАТОРОВ В ИНТЕРАКТИВНОМ МОДЕЛИРОВАНИИ

Elena Nikolyaevna Timukhina, DSc in Engineering, Professor, Head of Department of Operations Management, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Natalya Vyacheslavovna Kashcheeva, PhD in Engineering, Senior Lecturer, Department of Operations Management, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Anton Alexeyevich Koshcheev, Assistant Lecturer, Department of Operations Management, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### A method to use indicators in interactive simulation

#### Аннотация

Постоянное повышение требований к качеству имитационных моделей железнодорожных станций обусловило необходимость дополнить существующую имитационную систему аппаратом интерактивного моделирования, для функционирования которого должны использоваться индикаторы состояния и процесса. В статье подробно представлена технология их применения.

**Ключевые слова:** интерактивное моделирование, индикатор, железнодорожная станция, «копасная» граница, логическая важность.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-16-19

#### Summary

Continuous increase of the requirements for quality of railway station simulation models conditioned the need to supplement the existing simulation system with interactive modeling framework which implies the use of status and process indicators. The article presents in detail a method to use them.

**Keywords:** interactive modeling, indicator, railway station, «dangerous» boundary, logical importance.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-16-19

**К**рупные железнодорожные станции с развитыми грузовыми и сортировочными устройствами обладают сложной сетевой структурой, которая может включать до 700 стрелочных переводов. В этой структуре возникают задержки, которые в значительной степени определяют характер процессов взаимодействия транспортной системы. Влияние занятости стрелочных горловин на такие процессы непредсказуемо и не поддается формальному описанию. Поэтому единственным адекватным методом расчета станций может быть имитационное моделирование, которое наилучшим образом отображает случайные события и процессы в работе транспортной системы [1–3].

Для подробного описания технологии работы имитационная система имеет подсистему автоматизированного построения модели, однако в настоящее время этого уже недостаточно [1]. В связи с постоянным повышением требований к качеству имитационных моделей возникла необходимость отразить в существующей имитационной системе адаптивность транспортных объектов, которую может обеспечить диспетчерское управление. То есть появилась потребность в создании инструмента для выявления ситуаций, требующих ручного принятия решений, и отработки соответствующих реакций на эти ситуации. Таким инструментом может быть интерактивное моделирование, в котором объединяются возможности компьютерной модели и интеллекта технолога [4].

Процесс работы на станции можно оценить набором некоторых параметров, таких как число вагонов на станции и в отдельных парках или число расформированных поездов. Среди них можно выделить параметры, которые характеризуют работоспособность станции, — назовем их индикаторами. Эти параметры должны отображать не только состояние станции, но и характер протекающих процессов, соответственно

их можно разделить на две группы — индикаторы состояния и индикаторы процесса [5].

Каждый индикатор имеет определенные границы значений. Если значения индикаторов находятся в заданных границах, то станция выполняет свои функции, если выходят за пределы границ — она быстро теряет работоспособность.

Для каждой станции набор индикаторов и их границы будут различными. Выявить это можно только экспериментами на имитационной модели. Характер экспериментов состоит в следующем. В модели станция функционирует в автоматическом режиме до тех пор, пока из-за переполнения путевой инфраструктуры вагонами не дойдет до состояния полной потери работоспособности. При помощи анализа результатов работы станции определяются параметры, которые вызвали потерю ее работоспособности, и граничные значения индикаторов.

В нашем исследовании в качестве моделируемого объекта выбрана сортировочная станция А (рис. 1).

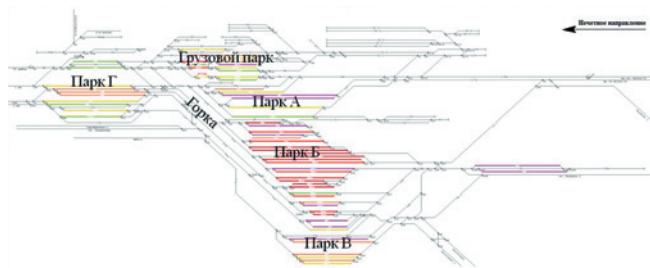


Рис. 1. Схема сортировочной станции А

С целью определения индикаторов и их границ проведены эксперименты на модели для двух ситуаций — нормально-го режима работы и работы при технологическом сбое. Далее выполнен детальный анализ параметров работы станции при нормальной работоспособности и их сравнение с аналогичными показателями при технологическом сбое [6].

Эксперименты на модели и анализ результатов позволили построить логическую последовательность процессов, которые приводят к выходу состояния станции за «опасные» границы и к потере ее работоспособности (рис. 2), и определить перечень возможных индикаторов состояния и процесса (рис. 3).

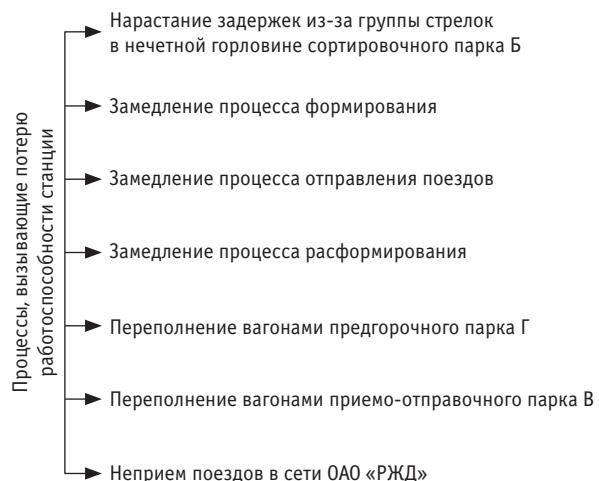


Рис. 2. Логическая последовательность процессов, вызвавшая потерю работоспособности станции А

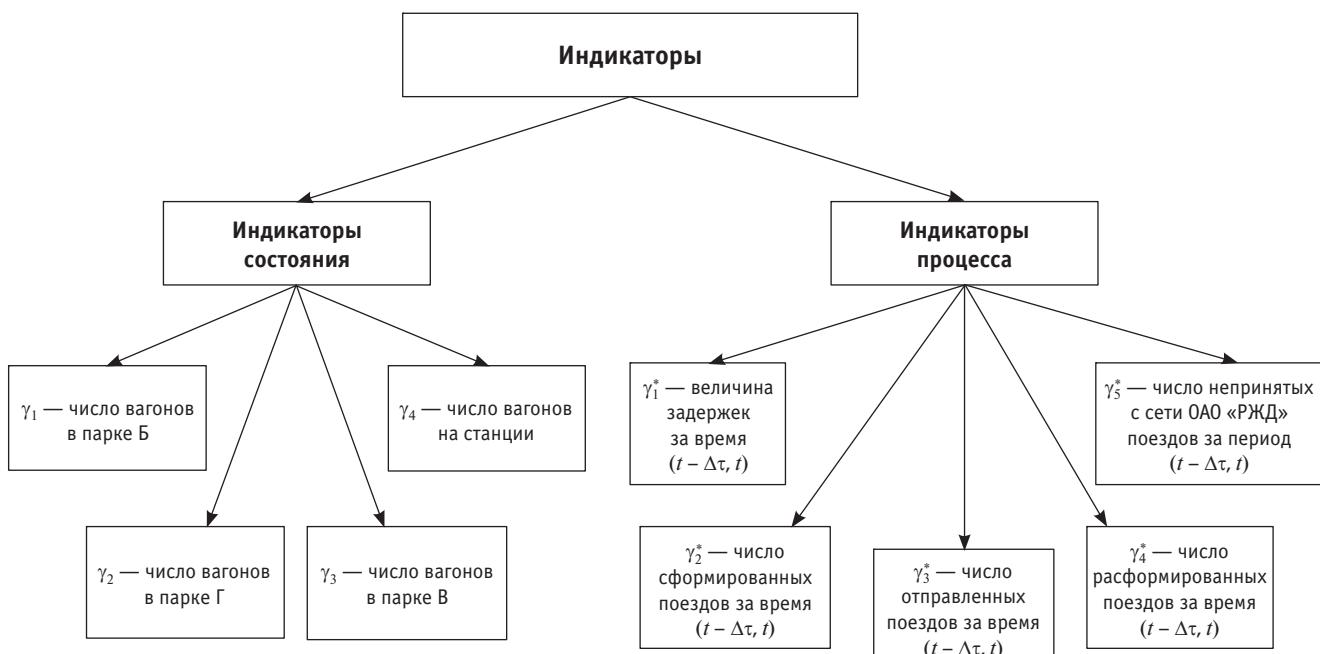


Рис. 3. Индикаторы состояния и процесса для станции А

Для каждого индикатора задаются предельные границы, выход за которые означает скорую потерю работоспособности. Для индикаторов  $\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3, \gamma_4$  — это верхние, для индикаторов  $\underline{\gamma}_2^*, \underline{\gamma}_3^*, \underline{\gamma}_4^*$  — нижние границы. То есть условием остановки модели будет выполнение следующих неравенств:

для индикаторов состояния

$$\bar{\gamma}_i \leq \gamma_i(t), \quad (1)$$

где  $\gamma_i(t)$  — значение индикатора состояния в момент времени  $t$ ;  $\bar{\gamma}_i$  — максимальное значение индикатора состояния; для индикаторов процесса

$$\begin{aligned} \underline{\gamma}_j^* &\geq \gamma_j(t) \text{ при } j \in 2, 3, 4; \\ \bar{\gamma}_j &\leq \gamma_j(t) \text{ при } j \in 1, 5, \end{aligned} \quad (2)$$

где  $\gamma_j(t)$  — значение индикатора процесса в момент времени  $t$ ;  $\underline{\gamma}_j^*, \bar{\gamma}_j$  — соответственно минимальное и максимальное значение индикатора процесса.

Логическая важность индикаторов определяется расположением процессов в логической последовательности и возрастает сверху вниз (см. рис. 2). Чем меньше важность индикатора, тем больше времени станция может выполнять свои функции при выходе его значений за предельные границы. Так, увеличение задержек из-за группы стрелок в нечетной горловине сортировочного парка Б означает, что стали замедляться процессы формирования поездов, однако это лишь начало потери работоспособности. Низкая скорость формирования поездов приводит к снижению интенсивности их отправления и скоплению заполнению сортировочного парка. Далее следует снижение интенсивности расформирования, которое становится причиной переполнения предгорочного и приемо-отправочного парков и последующего неприема поездов с сети ОАО «РЖД». Представим логическую важность индикаторов в виде алгоритма выполнения операций в интерактивной модели (рис. 4).

Как видно из рис. 4, модель будет остановлена, если хотя бы один индикатор выйдет за предельные значения, однако это не всегда требует принятия технологических решений оператором (диспетчером), поскольку в данном случае не всегда происходит потеря надежности работы станции. Только при выходе за пределы значений индикатора  $\bar{\gamma}_5^*$  необходима остановка модели с обязательным изменением технологии, так как при неприеме поездов станция потеряет требуемую работоспособность. Именно поэтому индикатор  $\bar{\gamma}_5^*$  является определяющим.

В существующих имитационных моделях под влиянием случайных факторов возникают ситуации, когда одни расчеты показывают, что станция теряет работоспособность, а другие — что не теряет. То есть случайные процессы могут привести станцию в такую «трудную ситуацию», для которой в автоматической модели нет адекватной реакции. Последующие действия проектировщика, направленные на выход из «труд-

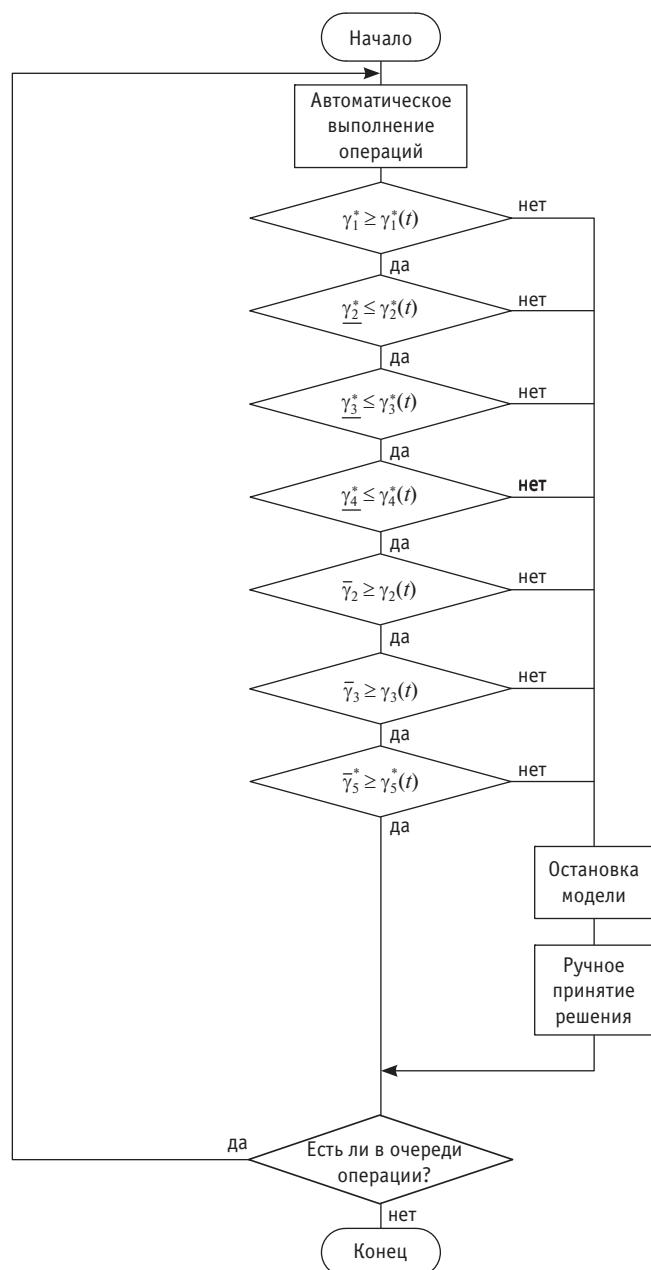


Рис. 4. Алгоритм работы интерактивной модели

ных ситуациях» подобного рода, становятся причиной создания дополнительных неоправданных статических резервов. Предлагаемый нами алгоритм выполнения операций в интерактивной модели, основанный на технологии использования индикаторов, позволит технологу вмешаться в работу модели при возникновении «трудной ситуации» и сформировать на нее адекватную реакцию, что в итоге даст возможность более точно рассчитать перерабатывающую способность станции.

## Литература

1. Кащеева Н.В., Осокин О.В., Колокольников В.С. Автоматизированное построение имитационных моделей // Транспорт: наука, техника, управление. 2014. № 5. С. 50–53. ISSN 0236–1914.
2. О пропускной способности станционных горловин / П. А. Козлов, Е. Н. Тимухина, В. Ю. Пермикин и др. // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 47–49. ISSN 1815–9400.
3. Тимухина Е. Н., Кащеева Н. В., Кощеев А. А. Анализ методов расчета железнодорожных станций // Транспорт: наука, техника, управление. 2015. № 7. С. 31–34. ISSN 0236–1914.
4. Кащеева Н. В., Мишарин А. С. Интерактивное исследование проектируемых железнодорожных станций // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 3–6. ISSN 1815–9400.
5. Кащеева Н. В. Интерактивное исследование железнодорожных станций : дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2014. 140 с.
6. Тимухина Е. Н., Кащеева Н. В., Кощеев А. А. Принципы выбора индикаторов для функционирования аппарата интерактивного моделирования // Транспорт: наука, техника, управление. 2015. № 9. С. 64–67. ISSN 0236–1914.

## References

1. Kascheeva N. V., Osokin O. V., Kolokolnikov V. S. Avtomatizirovannoe postroenie imitatsionnykh modeley [Automated construction of simulation models] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2014. № 5. P. 50–53. ISSN 0236-1914.
2. O propusknoy sposobnosti stantsionnykh gorlovin [Station neck capacity] / P. A. Kozlov, E. N. Timukhina, V. Yu. Perminik i dr. // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 47–49. ISSN 1815-9400.
3. Timukhina E. N., Kascheeva N. V., Koscheev A. A. Analiz metodov rascheta zheleznodorozhnykh stantsiy [Analysis of railway station design methods] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2015. № 7. P. 31–34. ISSN 0236-1914.
4. Misharin A. S., Kascheeva N. V. Interaktivnoe issledovanie proektiruemых zheleznodorozhnykh stantsiy [Interactive study of designed railway stations] // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 3–6. ISSN 1815-9400.
5. Kascheeva N. V. Interaktivnoe issledovanie zheleznodorozhnykh stantsiy : dis. ... kand. tekhn. nauk [Interactive study of railway stations : PhD in Engineering Thesis]. Ekaterinburg, 2014. 140 p.
6. Timukhina E. N., Kascheeva N. V., Koscheev A. A. Printsipy vybora indikatorov dlya funktcionirovaniya apparata interaktivnogo modelirovaniya [Principles for selecting indicators supporting operation of interactive modeling framework] // Transport: nauka, tekhnika, upravlenie. 2015. № 9. P. 64–67. ISSN 0236-1914.

УДК 621.313

Сергей Алексеевич Румянцев, доктор технических наук, профессор кафедры «Высшая и прикладная математика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
 Евгений Борисович Азаров, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электрические машины» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
 Андрей Валентинович Бабкин, старший преподаватель кафедры «Электрические машины» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## УСТОЙЧИВОСТЬ САМОСИНХРОНИЗАЦИИ ВИБРОВОЗБУДИТЕЛЕЙ ЛАБОРАТОРНОГО СТЕНДА ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЙ НАГРУЗКИ

Sergey Alexeyevich Rumyantsev, DSc in Engineering, Professor, Department of Higher and Applied Mathematics, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Evgeny Borisovich Azarov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Electric Machinery, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Andrey Valentinovich Babkin, Senior Lecturer, Department of Electric Machinery, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Self-synchronization stability of laboratory bench excitors in process load simulation

#### Аннотация

В статье приведены результаты экспериментальных исследований устойчивости к технологическим нагрузкам установленного авторами ранее явления так называемой «сохраненной самосинхронизации» у вибротранспортирующих машин с тремя вибровозбудителями. Это явление заключается в сохранении (при определенных условиях) синхронного режима вращения трех вибровозбудителей при отключении одного или двух двигателей из трех. Исследования проводились на лабораторном вибрационном стенде.

**Ключевые слова:** самосинхронизация вибровозбудителей, вибрационные машины, устойчивость.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-20-23

#### Summary

The paper describes the results of experimental studies of resistance to process loads of so-called «retained self-synchronization» phenomenon occurring in vibrating transporters machines with three exciters, as previously discovered by the authors. This phenomenon consists in maintenance (under certain conditions) of synchronous rotation mode of three exciters if one or two of the three engines are shut down. The studies were conducted on laboratory vibrating bench.

**Keywords:** self-synchronization of exciters, vibration machines, resistance.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-20-23

**В**[1, 2] описаны результаты нескольких серий экспериментов, проведенных на лабораторном вибрационном стенде [3], идея конструкции которого принадлежит авторам упомянутых статей. Стенд предназначен для экспериментальных исследований динамики одно- и двухмассовых вибрационных машин [4–6]. Самая развернутая его конфигурация (двухмассная машина) приведена в работе [3].

Статьи [1, 2] посвящены исследованию динамики одно-массной вибрационной машины с двумя и тремя независимо вращающимися вибровозбудителями (рис. 1).



Рис. 1. Общий вид вибростенда и размещение вибровозбудителей

Особый интерес вызвали результаты, полученные при последовательном или одновременном отключении двух из трех приводных электродвигателей. Эти эксперименты проводились для конфигурации лабораторного стенда с основной массой (одномассовая конфигурация), а также с жестко закрепленной верхней массой (см. рис. 1).

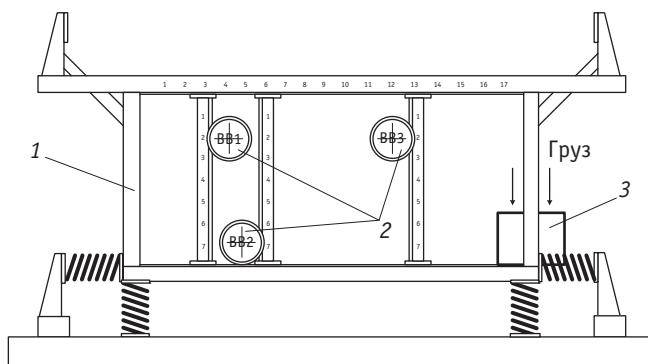
После выхода на установившийся режим работы один либо два из трех приводных электродвигателей отключали. При этом (при выполнении определенных условий) продолжалось незатухающее синхронное вращение всех трех независимых вибровозбудителей с практически неизменной скоростью. Вращение продолжалось сколь угодно долго, сообщая рабочей массе машины устойчивые колебания с нужными траекториями различных точек машины [1]. При этом троекратно снижалась потребляемая мощность электрического тока с одновременным снижением отношения реактивной мощности к активной [2].

Подобные результаты позволяют надеяться, что машины с тремя вибровозбудителями, помимо других своих полезных качеств [6–9], могут обеспечить значительную экономию электроэнергии, так как их достаточно разогнать, ввести в рабочий режим, а потом отключить два приводных двигателя из трех. Вся дальнейшая работа могла бы быть обеспечена одним двигателем (при сохранении потребляемой им мощности [2]). Авторы предлагают называть это явление сохраненной самосинхронизацией, поскольку речь идет именно о сохранении ранее возникшей самосинхронизации вибровозбудителей после отключения одного или двух двигателей.

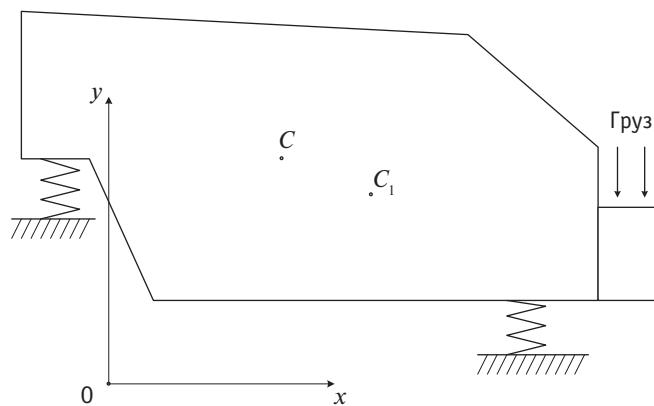
Однако, прежде чем давать какие-либо технические рекомендации, необходимо убедиться, что упомянутые выше полезные феномены сохраняются при работе машины с технологической нагрузкой. При вибротранспортировке и виброгрохочении по рабочему органу машины перемещаются значительные массы транспортируемых и/или сепарируемых сыпучих материалов.

Важно проверить, не нарушится ли сохраненная самосинхронизация при увеличении массы, а главное, при изменении положения центра масс рабочего органа машины. С целью такой проверки были выполнены новые серии экспериментов для того же расположения вибровозбудителей, которое рассмотрено в статьях [1, 2]. Идея этих экспериментов проста. Рабочий орган вибrostенда включает в себя жестко закрепленный бункер для груза (рис. 2). В бункере в процессе работы стенд помешаются мешки со свинцовой дробью общей массой до 60 кг, что составляет около 20 % массы рабочего органа вибrostенда (с учетом массы двигателей, осей и противовесов). Это приводит не только к увеличению общей вибрирующей массы, но и к изменению положения центра масс машины (на рис. 3 такое изменение показано утрированно).

Схема эксперимента: сначала запускали все три двигателя вибrostенда и ждали выхода машины на стационарный режим работы; затем отключали два двигателя по одной из схем, приведенных ниже; ждали окончания переходного процесса и выхода машины на новый стационарный режим; после этого загружали в бункер мешки с дробью и отслеживали дальнейшую динамику стендса.



**Рис. 2. Схема лабораторного вибrostенда:**  
1 — активный рабочий орган; 2 — вибровозбудители с приводными двигателями АИР 71 В6; 3 — бункер для груза



**Рис. 3. Изменение положения центра масс рабочего органа на расчетной схеме:**  
C — исходное положение центра масс; C<sub>1</sub> — положение центра масс после добавления груза на рабочий орган

На рис. 4 и 5 в схематическом виде приведено описание следующей последовательности действий.

Исходное состояние — приводные двигатели включены, вибровозбудители вращаются в указанном на схеме направлении.

Управляющее воздействие — отключен один или два приводных электродвигателя. При отключении приводного электродвигателя либо происходит остановка вибровозбудителя, либо сохраняется его устойчивое незатухающее синхронное вращение [2].

Добавление нагрузки — после выхода вибровозбудителей на установившийся режим синхронного вращения на рабочий орган помещается дополнительный груз. Добавление нагрузки приводит к изменению положения центра масс рабочего органа.

Результат — останавливаются отключенные вибровозбудители, либо сохраняется их устойчивое незатухающее синхронное вращение для рабочего органа с изменившимся положением центра масс.

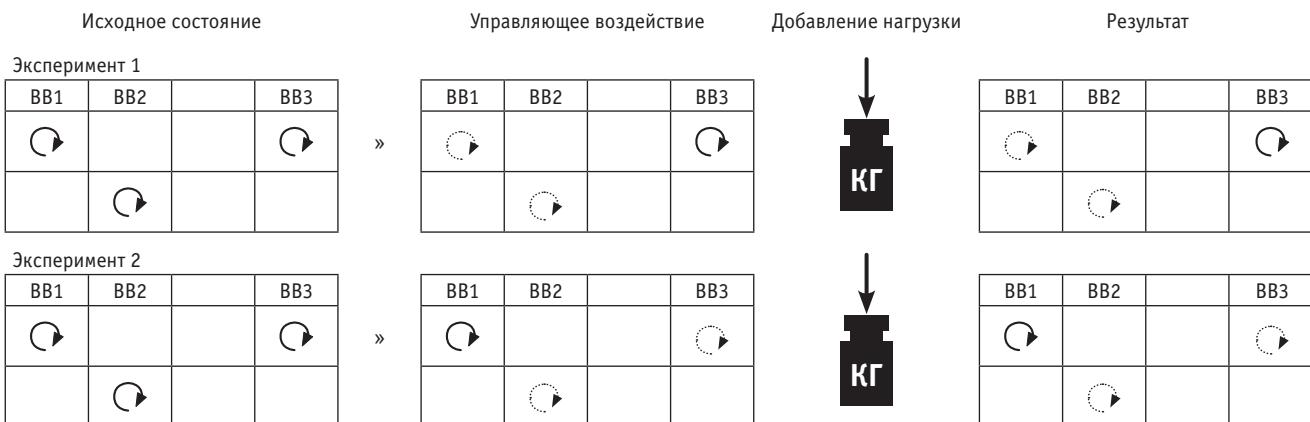


Рис. 4. Результаты эксперимента при вращении трех вибровозбудителей в одном направлении:

⟳ — вращение под воздействием приводного двигателя;

⟲ — незатухающее синхронное вращение при отключенном двигателе

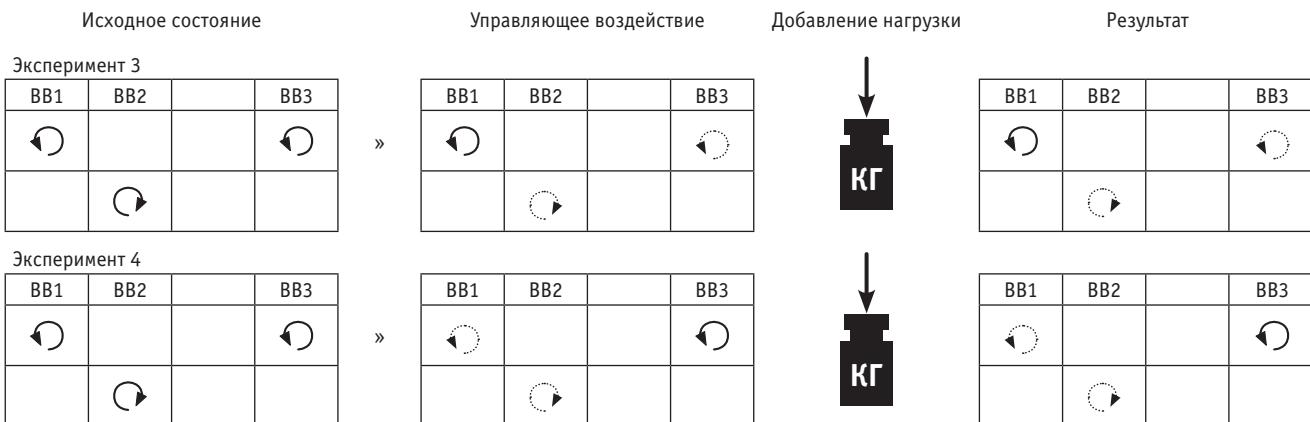


Рис. 5. Результаты эксперимента при вращении вибровозбудителей в разных направлениях:

⟳ — вращение под воздействием приводного двигателя;

⟲ — незатухающее синхронное вращение при отключенном двигателе

Таким образом, для конфигурации машины с тремя вибровозбудителями (см. рис. 1) эффект сохраненной самосинхронизации после выключения двух двигателей из трех, описанный в работах [1, 2], оказался устойчивым к изменению положения центра масс и увеличению общей вибрирующей массы на 20%. Это установлено для всех случаев вращения вибровозбудителей в одну и ту же сторону, а также для двух случаев вращения в разные стороны, оговоренных в [1, 2].

Поскольку помещение добавленной массы в самой крайней точке рабочего органа приводит к наиболее значительному изменению положения центра масс, можно утверждать, что сохранение самосинхронизации вибровозбудителей после отключения двух двигателей из трех устойчиво к технологической нагрузке в указанных выше пределах. Это позволяет рекомендовать техническое использование явления сохраненной самосинхронизации трех вибровозбудителей по крайней мере в машинах с расположением вибровозбудителей, близким к изображенному на рис. 1.

Работа выполнена при поддержке гранта РФФИ № 14-08-00605.

## Литература

1. Экспериментальная проверка устойчивости явления самосинхронизации вибровозбудителей на лабораторном вибростенде / Е. Б. Азаров, А. В. Бабкин, С. А. Румянцев и др. // Транспорт Урала. 2015. № 1 (44). С. 14–18. ISSN 1815–9400.
2. Исследование устойчивости самосинхронизации вибровозбудителей для улучшения электромеханических характеристик вибротранспортирующих машин / Е. Б. Азаров, А. В. Бабкин, С. А. Румянцев и др. // Транспорт Урала. 2015. № 1 (44). С. 92–96. ISSN 1815–9400.
3. Азаров Е. Б., Румянцев С. А., Шихов А. М. Экспериментальный вибрационный стенд для исследований динамики колебательных систем // Транспорт Урала. 2014. № 4 (43). С. 3–7. ISSN 1815–9400.
4. Румянцев С. А. Динамика переходных процессов и самосинхронизация движений вибрационных машин. Екатеринбург : УрО РАН, 2003. 134 с.
5. Васильева Г. В., Румянцев С. А. Динамика пусковых переходных процессов двухмассной вибротранспортирующей машины // Вычислительные технологии. Т. 13. Вестник КазНУ им. Аль-Фараби. Ч. 1. Алматы ; Новосибирск, 2008. С. 353–358.
6. Нелинейная динамика новых перспективных типов вибротранспортирующих машин с самосинхронизирующимися вибровозбудителями / С. А. Румянцев, Е. Б. Азаров, О. Н. Алексеева и др. // Вестник Нижегородского университета им. Н.И. Лобачевского. 2011. № 4. Т. 2. С. 302–304.
7. Rumyantsev S., Tarasov D. Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Cases of Three and Four Independently Rotating Vibration Exciters // Recent Advances in Continuum Mechanics : Proceedings of the 4th IASME/WSEAS International Conference on Continuum Mechanics, Cambridge, UK, 2009. P. 132–135.
8. Румянцев С. А., Тарасов Д. Ю., Шихов А. М. Особенности динамики вибротранспортирующих машин с тремя независимо врачающимися дебалансными вибровозбудителями // Транспорт Урала. 2010. № 3 (26). С. 47–50. ISSN 1815–9400.
9. Rumyantsev S., Tarasov D. Numerical Simulation of Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Case of Three Independently Rotating Vibration Exciters // Recent Advances in Applied Mathematics : Proceedings of the American Conference on Applied Mathematics, Harvard University, Cambridge, USA, 2010. P. 191–194.

## References

1. Eksperimentalnaya proverka ustoychivosti yavleniya samosinkronizatsii vibrovozbuditeley na laboratornom vibrostende [Experimental verification of stability of the phenomenon of vibration exciter self-synchronization on laboratory vibration table] / E. B. Azarov, A. V. Babkin, S. A. Rumyantsev i dr. // Transport of the Urals. 2015. № 1 (44). P. 14–18. ISSN 1815–9400.
2. Issledovanie ustoychivosti samosinkronizatsii vibrovozbuditeley dlya uluchsheniya elektromekhanicheskikh kharakteristik vibrotransportiruyushchikh mashin [Experimental study of electromechanical characteristics of vibration transport machines when coasting] / E. B. Azarov, A. V. Babkin, S. A. Rumyantsev i dr. // Transport of the Urals. 2015. № 1 (44). P. 92–96. ISSN 1815–9400.
3. Azarov E. B., Rumyantsev S. A., Shikhov A. M. Eksperimentalnyy vibratsionnyy stend dlya issledovaniy dinamiki kolebatelnykh sistem [Experimental vibration table for studying oscillatory system dynamics] // Transport of the Urals. 2014. № 4 (43). P. 3–7. ISSN 1815–9400.
4. Rumyantsev S. A. Dinamika perekhodnykh protsessov i samosinkronizatsiya dvizheniya vibratsionnykh mashin [Dynamics of transients and self-synchronization of vibrating machine motion]. Ekaterinburg : Uro RAN, 2003. 134 p.
5. Vasilyeva G. V., Rumyantsev S. A. Dinamika puskovykh perekhodnykh protsessov dvukhmassnoy vibrotransportiruyushchey mashiny [Dynamics of starting transients of dual mass vibrating transporter] // Vychislitelnye tekhnologii. T. 13. Vestnik KazNU im. Al-Farabi. Ch. 1. Almaty ; Novosibirsk, 2008. P. 353–358.
6. Nelineynaya dinamika novykh perspektivnykh tipov vibrotransportiruyushchikh mashin s samosinkroniziruyushchimisa vibrovozbuditelyami [Non-linear dynamics of promising new types of vibrating transporters with self-synchronizing exciters] / S. A. Rumyantsev, E. B. Azarov, O. N. Alexeeva i dr. // Vestnik Nizhegorodskogo universiteta im. N. I. Lobachevskogo. 2011. № 4. T. 2. P. 302–304.
7. Rumyantsev S., Tarasov D. Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Cases of Three and Four Independently Rotating Vibration Exciters // Recent Advances in Continuum Mechanics : Proceedings of the 4th IASME/WSEAS International Conference on Continuum Mechanics, Cambridge, UK, 2009. P. 132–135.
8. Rumyantsev S. A., Tarasov D. Yu., Shikhov A. M. Osobennosti dinamiki vibrotransportiruyushchikh mashin s tremya nezavisimo vrashchayushchimisa debalansnymi vibrovozbuditelyami [Dynamics peculiarities of vibroconveying machines with three separately rotating unbalance vibration generator] // Transport of the Urals. 2010. № 3 (26). P. 47–50. ISSN 1815–9400.
9. Rumyantsev S., Tarasov D. Numerical Simulation of Non-linear Dynamics of Vibration Transport Machines in Case of Three Independently Rotating Vibration Exciters // Recent Advances in Applied Mathematics : Proceedings of the American Conference on Applied Mathematics, Harvard University, Cambridge, USA, 2010. P. 191–194.

УДК 69.002.5

Сергей Алексеевич Румянцев, доктор технических наук, профессор кафедры «Высшая и прикладная математика» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
Константин Юрьевич Астанков, аспирант кафедры «Мосты и транспортные тоннели»  
Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ВИБРОПОГРУЖЕНИЯ ТРУБЧАТЫХ СВАЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ НЕРАВНОВЕСНЫХ КОЛЕБАНИЙ

Sergey Alexeyevich Rumyantsev, DSc in Engineering, Professor, Department of Higher and Applied Mathematics,  
Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,  
Konstantin Yuryevich Astankov, graduate student, Department of Bridges and Tunnels,  
Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Results obtained in experimental studies of vibration driving of tubular piles using nonequilibrium vibrations

#### Аннотация

Авторы рассматривают эффективность применения бигармонических колебаний для преодоления в связных грунтах лобового сопротивления свай при вибропогружении последних. В ходе исследований разработан и изготовлен лабораторный образец вибропогружателя с возможностью генерации колебаний двух разных типов — в режиме разности скоростей движения вниз и вверх и в обычном гармоническом режиме. В статье представлены результаты экспериментов, выполненных в натурных условиях с погружением трубы в твердый элювиальный суглинок на строительной площадке Екатеринбурга.

**Ключевые слова:** вибропогружение свай, бигармонические колебания, лобовое сопротивление связных грунтов, бигармонический вибропогружатель, неуравновешенные колебания.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-24-28

#### Summary

The authors examine the effectiveness of biharmonic vibrations to overcome pile drag in cohesive soils during vibration driving. In the course of studies a laboratory prototype of the vibrator has been developed and manufactured that generates oscillations of two different types — in up and down speed differential mode and in usual harmonic mode. The article presents the results of full-scale experiments involving pipe driving into solid eluvial loam at a construction site in Ekaterinburg.

**Keywords:** pile vibration driving, biharmonic vibrations, cohesive soils drag, biharmonic vibrator, unbalanced vibrations.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-24-28

**В**ибрационный метод погружения свай и шпунта — простой и достаточно эффективный способ, который применяется в современном строительстве. Он позволяет значительно повысить производительность труда, в ряде случаев использовать более экономичные конструкции, комплексно механизировать строительные процессы, снизить расход металла и цемента, а также исключить или свести к минимуму шум и динамические воздействия на здания и сооружения, примыкающие к зоне производства работ, что особенно актуально при выполнении капитальных ремонтов и реконструкций объектов транспортного строительства.

Однако, как известно [1–5], применение виброметода при устройстве шпунтовых ограждений и свайных фундаментов существенно ограничивается грунтовыми условиями конкретной строительной площадки. При прохождении свайным элементом толщи плотных глинистых грунтов твердой и полутвердой консистенции отсутствует гарантия погружения сваи на нужную глубину, кроме того, возникает необходимость добивки сваи обычным молотом для обеспечения требуемой несущей способности, что приводит к дополнительным затратам времени и средств подрядчика [6].

Основной принцип вибропогружения заключается в многократном снижении сопротивления грунта по боковой поверхности сваи под действием вынуждающей периодической силы. При этом происходит разрушение структуры грунта и проскальзывание боковых поверхностей сваи по грунту. Установлено, что, после того как срыв произошел, сопротивление грунта поступательному движению сваи резко снижается, поэтому для ее погружения достаточно приложить сравнительно небольшие внешние силы [1, 7]. Боковое сопротивление становится значительно меньше статического (в 2–4 раза в глинистых грунтах, в 4,5–6 раз — в водонасыщенных песках) [5].

Для успешного погружения свай необходимо преодолеть лобовое сопротивление грунта, которое при наличии плотных грунтов и большой площади поперечного сечения погружающего элемента может оказаться настолько значительным, что достижение проектной отметки будет невозможным. Экспериментально установлено, что при вибропогружении в маловлажные пески и плотные глины снижения лобового сопротивления от действия периодической силы, генерируемой традиционным вибропогружателем, не наблюдается [4, 7]. В эффективном преодолении этого сопротивления и заключается основная проблема применения виброметода в плотных грунтах.

Принцип работы обычного вибропогружателя, производящего гармонические колебания, состоит в следующем.

Посредством установленной в едином корпусе пары эксцентриков, вращающихся с одинаковой угловой скоростью в противоположных направлениях, генерируются гармонические колебания, перпендикулярные осям, на которой расположены центры вращения дебалансов, в данном случае — вертикально.

При вращении каждый из эксцентриков генерирует центробежные силы  $f_c$ . Горизонтальные составляющие  $f_h$  компенсируются, поскольку направлены в противоположные стороны, а вертикальные составляющие  $f_v$  складываются, образуя равнодействующую вынуждающей силы  $P$  (рис. 1).

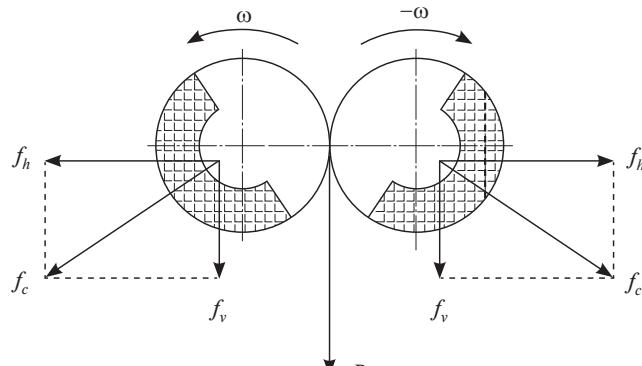


Рис. 1. Схема традиционного вибропогружателя

Для решения проблемы погружения свай в плотные глинистые грунты твердой и полутвердой консистенции нами предложен принципиально новый метод с применением машины, генерирующей колебания сложной формы. В частности, разработана конструкция вибропогружателя, изготовлен определенный образец и проведены первые серии экспериментов по погружению свай [7, 8].

Суть метода заключается в использовании неравновесных колебаний для разупрочнения связных грунтов под нижним концом сваи и преодоления их лобового сопротивления. Конструкцией вибропогружателя реализована возможность генерации колебаний с разными скоростями движения сваи вниз и вверх.

Первый тип колебаний обеспечивается различной продолжительностью фаз нагружения и разгрузки за счет разности скорости движения вибропогружателя вверх и скорости его движения вниз в пределах одного цикла колебания. Та-

кой режим работы вибропогружателя реализуется при погружении свай двухчастотной машиной, производящей неравновесные колебания (рис. 2).

Нами рассматривается вариант движения дебалансов, исключающий недостатки применявшимися ранее двухчастотных вибропогружателей [9, 10]. Скорость вращения верхней пары валов должна быть вдвое больше нижней, а статический момент верхней пары дебалансов — в восемь раз меньше, чем у нижней пары, при этом начальные фазы установки дебалансов верхней и нижней пар должны различаться на  $\pi/2$  рад. Соотношение вынуждающей силы для верхней и нижней пар дебалансов:

$$P_1 = 2P_2. \quad (1)$$

Закон изменения возмущающей силы имеет вид

$$P = P_1 \sin(\omega t) - P_2 \sin(2\omega t), \quad (2)$$

где  $P_1$  и  $P_2$  — амплитуды возмущающих сил, развиваемых соответственно дебалансами нижних и верхних валов;

$\omega$  — угловая частота вращения нижнего вала.

На рис. 3 приведены схемы движения дебалансов для случаев, описанных выше: извлечению сваи соответствует вращение дебалансов в разных направлениях, погружению — в одном направлении.

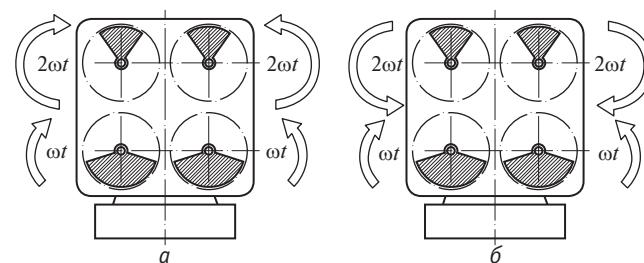


Рис. 3. Схема движения дебалансов:  
а — при извлечении сваи; б — при погружении

Характер возмущающей силы при работе вибропогружателя в режиме разности скоростей движения вниз и вверх показан на рис. 4, где промежутки времени, в течение которых происходит движение машины вниз и вверх, соответственно обозначены  $T_1$  и  $T_2$ . На рис. 4 хорошо видно различие промежутков  $T_1$  и  $T_2$ , отношение которых составляет

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{0,014}{0,026} = 0,538 \quad (3)$$

(продолжительность фазы движения вниз — 14, фазы движения вверх — 26 мс).

Это значит, что средняя скорость движения сваи вниз почти вдвое превосходит среднюю скорость обратного хода. Если изменить направление вращения верхней пары дебалансов или начальную фазу установки верхних дебалансов на  $\pi$  рад, соотношение скоростей будет обратным: вниз — медленнее, вверх — быстрее.

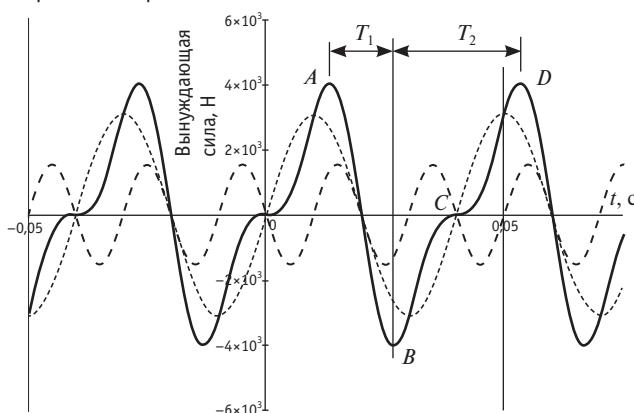


Рис. 4. График результирующей возмущающей силы в режиме разности скоростей движения вниз и вверх

Для подтверждения эффективности предлагаемого нами метода разработана конструкция лабораторного образца вибропогружателя. Он предназначен для погружения легких свайных элементов (труб диаметром до 0,07 м, швеллера до № 8 и аналогичных профилей) на глубину до 2 м и представляет собой блок из двух пар центробежных вибровозбудителей, заключенных в едином корпусе 1 (рис. 5) [11].

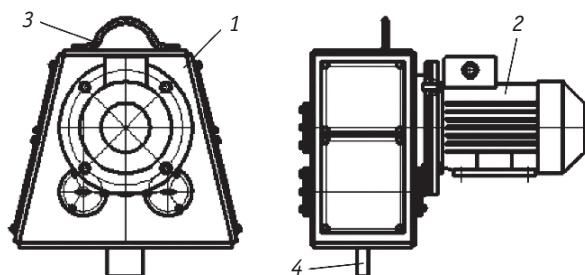


Рис. 5. Общий вид двухчастотного вибропогружателя:  
1 — корпус; 2 — электродвигатель; 3 — строповое приспособление; 4 — кронштейн крепления сваи

Общая масса вибропогружателя — 120 кг. Мощность электродвигателя — 4,0 кВт, частота вращения тихоходного вала — 1500, быстроходного — 3000 об/мин. Максимальная вынуждающая сила в режиме разности скоростей — 5,88 кН, в стандартном режиме — 2,96 кН. Расчетная амплитуда колебаний при частоте 25 Гц в стандартном режиме — 4 мм. Максимальный суммарный статический момент дебалансов составляет 2,40 Н·м.

Каждый эксцентрик 5 (рис. 6) установлен на валу соответствующего электродвигателя. Кратность частот вращения дебалансов обеспечена зубчатой передачей с передаточным числом  $i = 2$ , сохраняющей постоянное соотношение между фазами вращения вибровозбудителей.

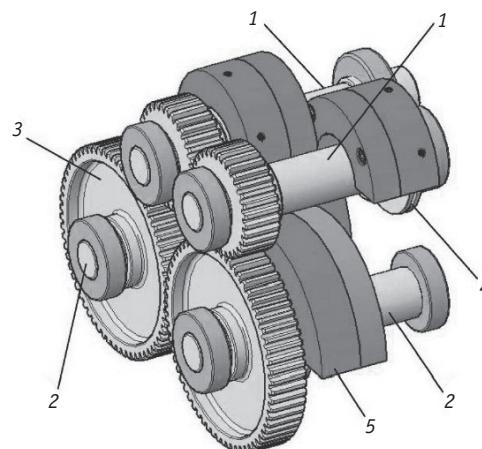


Рис. 6. Конструкция двухчастотного вибропогружателя:  
1 — быстроходные валы; 2 — тихоходные валы;  
3 — шестерни зубчатой передачи;  
4 — универсальные диски; 5 — комплект дебалансов

На основании выполненных расчетов определены технические параметры установки и режимы ее работы [12].

Направление вращения правых дебалансов принято против часовой стрелки. Изменение направления вращения верхних дебалансов в первом типе колебаний заменено изменением их начальной фазы на  $\pi/2$  рад. Эксцентризитет дебаланса на верхнем валу принят равным 60 мм, на нижнем — 90 мм. Верхний дебаланс совмещен с осью двигателя. Фаза 0° соответствует установке правого нижнего дебаланса справа на горизонтальной оси, отсчет углов — против часовой стрелки от положительного направления оси  $x$  (по тригонометрическому правилу).

Для исследования работы установки при погружении с использованием негармонических и стандартных гармонических колебаний определено два режима работы.

**Режим 1.** Погружение со скоростью движения вниз больше скорости движения вверх (рис. 7). Общий статический момент дебалансов — 2,07 Н·м. Масса одного верхнего дебаланса — 0,39 кг, масса одного нижнего дебаланса — 2,26 кг. Начальная фаза установки нижнего и верхнего дебаланса 180°.

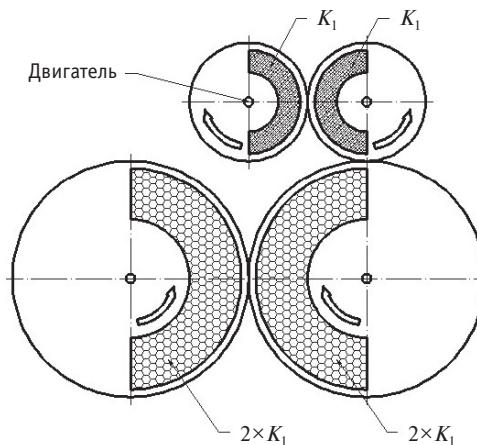


Рис. 7. Схема установки дебалансов в режиме 1

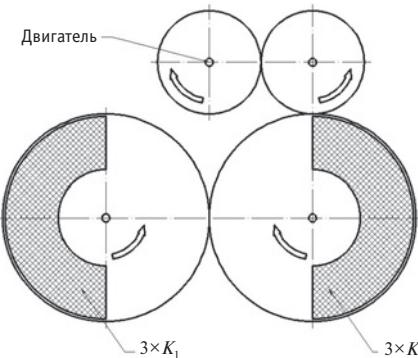


Рис. 8. Схема установки дебалансов в режиме 2

В июне и июле 2015 г. в ходе экспериментов по проверке возможностей вибропогружателя проведена серия опытов с погружением сваи в плотный глинистый грунт. К нижней площадке вибропогружателя прикреплена стальная труба диаметром 57 мм и длиной 1,80 м, размеченная несмыываемой белой краской через 50 мм. Узел крепления выполнен жестким в виде цилиндрической втулки большего диаметра с креплением болтом M12×70. Конструкция в сборе свободно установлена на грунт с ограничением горизонтальных перемещений.

Работы производились на двух площадках.

Первая площадка предоставлена ООО «Жилпромстройсервис» на территории строительства собственной производственно-складской базы, расположенной в промузле Лечебный Октябрьского района Екатеринбурга. Грунт насыпной: суглинок вперемешку со строительным мусором в виде обломков кирпича, бетона, щебня и глыб (до 250 мм) скального грунта. По данным изысканий, толщина насыпного грунта 0,5–1,0 м, ниже залегает глина озерная полутвердая мощностью не менее 1 м. Грунт разработан на максимально возможную по ситуации глубину 1,0 м, и, поскольку толщина слоя насыпного грунта в месте проведения испытаний оказалась больше предполагаемой, погружение производилось в насыпной грунт. Проведено три опыта с наибольшей продолжительностью 25 с. Максимально достигнутое погружение составило 0,33 м. Проведение дальнейших работ оказалось невозможным, так как твердые включения препятствовали погружению сваи.

Вторая площадка предоставлена ООО «Брусника. Строительство Екатеринбург» на территории строительства квартала «Новаторов» в Орджоникидзевском районе Екатеринбурга. Площадка спланирована, удален слой насыпного грунта. В точке проведения работ грунт представлен твердым элювиальным суглинком желтовато-бурового цвета с показателем текучести  $I_L < 0$  (при среднем значении минус 0,259) с включением щебня от 10 до 20% [13], мощность слоя от 0,5 до 10,7 м.

Всего на второй площадке проведено семь опытов, максимальная продолжительность опыта составила 25 с, макси-

мально достигнутое погружение — 0,85 м. Результаты четырех опытов, выполненных в режиме 1 (бигармонические колебания с разными скоростями движения сваи в пределах одного цикла), приведены в табл. 1.

Таблица 1

Результаты погружения сваи в режиме 1

Номер опыта	Отсчет по шкале, см		Глубина погружения, м	Время погружения, с	Скорость погружения, м/с
	до начала погружения	после остановки			
1	56	141	0,85	20	0,0425
2	55	110	0,55	16	0,0344
3	52	105	0,53	10	0,0530
4	47	118	0,71	21	0,0338

Средняя скорость погружения в режиме 1 составила 0,0409 м/с. Соотношение периодов движения сваи вниз и вверх в пределах одного цикла колебания

$$\frac{T_1}{T_2} = \frac{0,015}{0,027} = 0,555, \quad (4)$$

при этом продолжительность фазы движения вниз — 15 мс, продолжительность фазы движения вверх — 27 мс (рис. 9). Отклонение от теоретического значения — менее 3,2%.

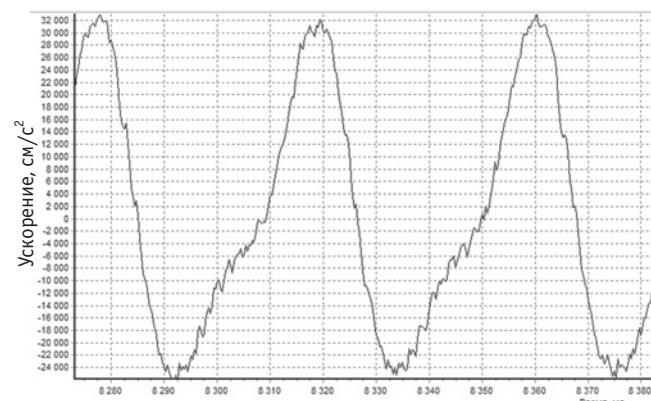


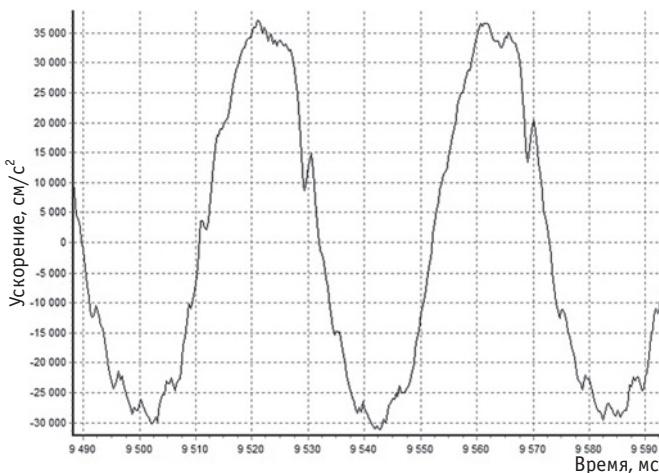
Рис. 9. График изменения ускорения по времени при движении сваи в режиме 1

Результаты трех опытов, выполненных в режиме 2 (гармонические колебания сваи), представлены в табл. 2 и на рис. 10.

Таблица 2

Результаты погружения сваи в режиме 2

Номер опыта	Отсчет по шкале, см		Глубина погружения, м	Время погружения, с	Скорость погружения, м/с
	до начала погружения	после остановки			
5	46	107	0,61	16	0,0381
6	30	100	0,70	25	0,0280
7	34	105	0,71	18	0,0394



**Рис. 10. График изменения ускорения по времени при движении сваи в режиме 2**

## Литература

- Баркан Д. Д. Виброметод в строительстве. М. : Госстройиздат, 1959. 315 с.
- Баркан Д. Д. Экспериментальные исследования погружения в грунт и выдергивания из грунта шпунта, труб, свай // Труды НИИ оснований и фундаментов. 1953. № 22.
- Азбель Г. Г., Савинов О. А., Цейтлин М. Г. Вибрационные машины для погружения свай, шпунта и для геологического бурения // Вибрации в технике : справ. Т. 4. М. : Машиностроение, 1981. С. 325–335.
- Савинов О. А., Лускин А. Я. Вибрационный метод погружения свай и его применение в строительстве. Л. : Госстройиздат, 1960. 251 с.
- Цейтлин М. Г., Верстов В. В., Азбель Г. Г. Вибрационная техника и технология в свайных и буровых работах. Л. : Стройиздат, 1987. 262 с.
- Rausche F. Modeling of vibratory pile driving // Proceedings of the International Conference on Vibratory Pile Driving and Deep Soil Compaction. Louvain-la-Neuve, 2002.
- Румянцев С. А., Астанков К. Ю. Повышение эффективности преодоления лобового сопротивления связанных грунтов при вибропогружении свай // Вестник УрГУПС. 2012. № 4 (16). С. 82–90. ISSN 2079-0392.
- Румянцев С. А., Астанков К. Ю., Ермаков В. А. Разработка методики проведения испытания вибропогружения свай с использованием бигармонических колебаний // Вестник УрГУПС. 2013. № 4 (20). С. 18–25. ISSN 2079-0392.
- Савинов О. А. Вибрационная техника в строительстве. Л. : Ленинградский дом научно-технической пропаганды, 1961. 35 с.
- Татарников Б. П. Опыт и перспективы использования низкочастотных вибраторов в строительстве : докл. на совещании по индустриальным методам подготовки оснований и устройству фундаментов. Таллин, 1958.
- Ермаков В. А. Техническое описание и инструкция по эксплуатации ВПА-1.00.000 ТО. Екатеринбург, 2013. 12 с.
- Румянцев С. А., Астанков К. Ю. Вибропогружение свай с использованием неравновесных колебаний различных типов // Транспорт Урала. 2014. № 3 (42). С. 29–34. ISSN 1815–9400.
- Попов Е. И. Жилой комплекс переменной этажности с нежилыми помещениями на первых этажах и подземной автостоянкой по ул. Ломоносова — Новаторов в Орджоникидзевском районе г. Екатеринбурга : Отчет. документация по инженерным изысканиям. Ч. 2. Инженерно-геологические. Екатеринбург : ООО «Центр Комплексных Инженерных Изысканий», 2014. 51 с.

Средняя скорость погружения в режиме 2 составила 0,0352 м/с. Таким образом, соотношение средних скоростей в режимах 1 и 2 равно 1,162.

В результате проведения десяти опытов на двух площадках сделаны следующие выводы:

подбор величины дебалансов, их фаз и угловых скоростей выполнен верно, поскольку теоретические данные о соотношении скоростей подтверждены экспериментально;

в описанных условиях применение бигармонического режима при погружении сваи более эффективно по сравнению с гармоническим;

представляются перспективными дальнейшие исследования по уточнению показателей работы машины с увеличением объема экспериментальных данных.

Авторы выражают глубокую признательность руководству компаний ООО «Брусника. Строительство Екатеринбург» и ООО «Жилпромстройсервис» за предоставленную возможность проведения работ на организованных ими строительных площадках.

## References

- Barkan D. D. Vibrometod v stroitelstve [Vibration method in construction]. M. : Gosstroyizdat, 1959. 315 p.
- Barkan D. D. Eksperimentalnye issledovaniya pogruzheniya v grunt i vydergivaniyu iz grunta shpunta, trub, svay [Experimental studies of driving dowels, pipes, piles into ground and pulling them out of the ground] // Trudy NII osnovaniy i fundamentov. 1953. № 22.
- Azbel G. G., Savinov O. A., Tseytlin M. G. Vibratsionnye mashiny dlya pogruzheniya svay, shpunta i dlya geologicheskogo burenija [Vibrating machines for piling, sheet piling and geological drilling] // Vibratsii v tekhnike : sprav. T. 4. M. : Mashinostroenie, 1981. P. 325–335.
- Savinov O. A., Luskin A. Ya. Vibratsionniy metod pogruzheniya svay i ego primenenie v stroitelstve [Vibratory piling method and its use in construction industry]. L. : Gosstroyizdat, 1960. 251 p.
- Tseytlin M. G., Verstov V. V., Azbel G. G. Vibratsionnaya tekhnika i tekhnologiya v svaynykh i burovyykh rabotakh [Vibration equipment and methods in piling and drilling]. L. : Stroyizdat, 1987. 262 p.
- Rausche F. Modeling of vibratory pile driving // Proceedings of the International Conference on Vibratory Pile Driving and Deep Soil Compaction. Louvain-la-Neuve, 2002.
- Rumyantsev S. A., Astankov K. Yu. Povyshenie effektivnosti preodoleniya lobovogo sопротивления связанных грунтов pri vibropogruzhenii svay [Increasing efficiency of overcoming front resistance in cohesive soils during vibration pile driving] // Herald of USRT. 2012. № 4 (16). P. 82–90. ISSN 2079-0392.
- Rumyantsev S. A., Astankov K. Yu., Ermakov V. A. Razrabotka metodiki provedeniya ispytaniya vibropogruzheniya svay s ispolzovaniem bigarmonicheskikh kolebanij [Development of method for testing vibration pile driving using vibrations] // Herald of USRT. 2013. № 4 (20). P. 18–25. ISSN 2079-0392.
- Savinov O. A. Vibratsionnaya tekhnika v stroitelstve [Vibration equipment in construction]. L. : Leningradskiy dom nauchno-tehnicheskoy propagandy, 1961. 35 p.
- Tatarnikov B. P. Opty i perspektivy ispolzovaniya nizkochastotnykh vibratorov v stroitelstve : dokl. na soveshchanii po industrialnym metodam podgotovki osnovaniy i ustroystvu fundamentov [Experience and prospects of low-frequency vibrators in construction industry : report at a meeting on industrial methods of base preparation and foundation building]. Tallin, 1958.
- Ermakov V. A. Tekhnicheskoe opisanie i instruktsiya po ekspluatatsii VPA-1.00.000 TO [Technical description and user manual VPA-1.00.000 TO]. Ekaterinburg, 2013. 12 p.
- Rumyantsev S. A., Astankov K. Yu. Vibropogruzhenie svay s ispolzovaniem neravnovesnykh kolebanij razlichnykh tipov [Vibration driving of piles using different types of non-equilibrium oscillations] // Transport of the Urals. 2014. № 3 (42). P. 29–34. ISSN 1815-9400.
- Popov E. I. Zhiloy kompleks peremennoy etazhnosti s nezhilyimi pomeshcheniyami na pervykh etazakh i podzemnoy avtostoyankoy po ul. Lomonosova — Novatorov v Ordzhonikidzevskom rayone g. Ekaterinburga : Otchet. dokumentatsiya po inzhenernym izyskaniyam. Ch. 2. Inzhenerno-geologicheskie [Residential complex with variable number of storeys, non-residential premises on ground floors and underground parking at Lomonosova Str. — Novatorov Str., Ordzhonikidze district of Ekaterinburg : Reporting documentation on engineering survey. Part 2. Geotechnical surveys]. Ekaterinburg : 000 «Isent Kompleksnykh Inzhenernykh Izyskaniy», 2014. 51 p.

УДК 378.16

**Татьяна Алексеевна Конова, старший преподаватель кафедры «Экономика транспорта»  
Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
Владимир Алексеевич Антропов, доктор экономических наук, профессор кафедры «Управление в социальных  
и экономических системах» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург**

## ОЦЕНКА УРОВНЯ МАТЕРИАЛЬНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ БАЗЫ ТРАНСПОРТНОГО ВУЗА

Tatyana Alexeyevna Konova, Senior Lecturer, Department of Transport Economics,  
Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,  
Vladimir Alexeyevich Antropov, DSc in Economics, Professor, Department of Management  
in Social and Economic Systems, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Assessment of the level of infrastructure and facilities of a transport university

#### Аннотация

При подготовке кадров железнодорожного транспорта необходимо учитывать цели стратегии развития персонала отрасли, профессиональный уровень, квалификация и компетенции которого должны отвечать потребностям ОАО «РЖД». Для повышения качества обучения и подготовки специалистов следует всесторонне изучать факторы образовательного процесса. К числу важнейших из них относятся материально-техническая база и материально-техническое обеспечение.

В статье дан анализ существующих показателей, по которым оценивается уровень материально-технической базы вуза с точки зрения государственного контроля в сфере образования.

Показано, что необходимо разработать систему показателей, характеризующую рациональность и эффективность использования инфраструктуры вуза в образовательном процессе. Такая система поможет не только установить соответствие материально-технической базы лицензионным показателям при аккредитации и других видах оценки вуза, но и определить степень ее влияния на качество подготовки специалистов.

**Ключевые слова:** материально-техническая база, вуз, качество подготовки специалистов, аккредитация, лицензирование.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-29-33

#### Summary

Railway industry training programs must be carried out with account to HR development objectives of the industry to train professionals whose expertise, qualification and competence meet the needs of Russian Railways JSC. To improve education and training quality, educational process factors need to be fully explored. The most important of these are infrastructure and facilities and technical, financial and administrative support.

The article presents an analysis of the existing indicators to assess the level of infrastructure and facilities of a university with reference to government control in education.

It has been shown that a system of indicators needs to be developed which shows expedience and efficiency of the use of university infrastructure in the educational process. Such a system will not only establish compliance of infrastructure and facilities with the licensing indicators during accreditation and other forms of university evaluation, but also determine the extent of its impact on the quality of training.

**Keywords:** infrastructure and facilities, university, quality of training, accreditation, licensing.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-29-33

показывает, что наибольший удельный вес занимают капитальные вложения в улучшение материально-технической базы (рис. 1 и табл. 1).

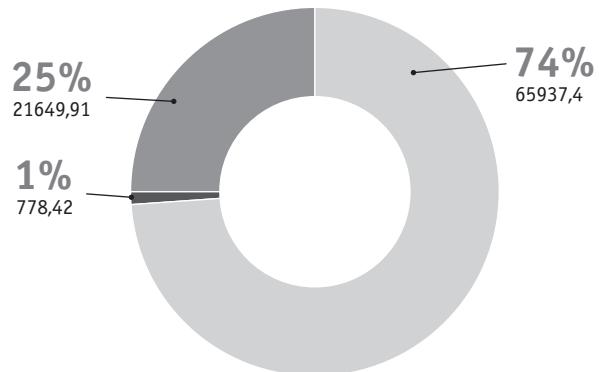
Зависимость качества подготовки обучающихся от уровня МТБ вуза очевидна, в связи с чем государством разрабатываются меры по ее развитию и совершенствованию. Формирование ресурсной базы высшей школы регламентируется федеральными законами и иными нормативно-правовыми актами, регулирующими образование в РФ. Федеральные государственные образовательные стандарты (ФГОС) обусловливают номенклатуру и размеры элементов МТБ системы высшего профессионального образования. В прямом или косвенном отношении ФГОС определяют капиталоемкость и трудоемкость образовательного процесса, его продолжительность, оснащенность и т.д. и тем самым воздействуют на формирование норм и нормативов в учебном процессе.

Другими словами, ФГОС определяют, с одной стороны, результаты деятельности образовательных организаций, а с другой — виды и размеры ресурсов, потребление которых необходимо для достижения этих результатов.

Федеральным государственным образовательным стандартом рекомендуется проводить аудиторные занятия в активных и интерактивных формах (не менее 30 %), непосредственно формирующих навыки профессиональной деятельности. Таким образом, согласно ФГОС, образовательные организации должны разрабатывать и внедрять в учебный процесс различные тренажеры и лабораторий-практикумы. Это значит, что необходимо укреплять и расширять МТБ транспортного вуза, учитывая сложность высокотехнологичного оборудования современного железнодорожного транспорта.

Соответствие показателей МТБ образовательных учреждений требованиям ФГОС устанавливается в процессе государственной аккредитации, лицензирования и государственного контроля в сфере образования [4].

«Положением о лицензировании образовательной деятельности» [5] в части материально-технического обеспечения устанавливаются лицензионные требования, характеризующие только наличие и площадь элементов инфраструктуры образовательной организации: обеспечение оснащенными зданиями, строениями, сооружениями, помещениями и территориями; обеспечение помещениями для медицинского обслуживания и питания; обеспечение учебного процесса оборудованными



*Рис. 1. Направления расходов федерального бюджета на развитие образования в 2016–2020 гг., млн руб. [3]:*  
□ — капитальные вложения; ■ — научные исследования;  
■ — прочие расходы

учебными кабинетами, объектами для проведения практических занятий, объектами физической культуры и спорта по заявленным к лицензированию образовательным программам. Перечисленные показатели МТБ не позволяют оценить достаточность имеющейся инфраструктуры для качественной подготовки обучающихся и не отражают качество элементов МТБ (например, соответствие состоянию изучаемой науки).

Среди показателей соответствия содержания и качества подготовки обучающихся в образовательных организациях по заявленным образовательным программам ГОС и ФГОС, оцениваемым при проведении аккредитационной экспертизы в области материально-технической оснащенности, перечислены: обеспечение документами всех видов практик по основной образовательной программе; 100 % обеспечение всех видов занятий по дисциплинам учебного плана учебно-методической документацией; наличие возможности доступа всех обучающихся к фондам учебно-методической документации и изданиям по основным изучаемым дисциплинам; наличие возможности доступа всех обучающихся к электронно-библиотечным системам, сформированным на основании прямых договоров с правообладателями. Таким образом, в нормативно-правовых актах, регламентирующих проведение аккредитационной экспертизы, требования к показателям, характеризующим материально-техническую оснащенность, неконкретны, их можно трактовать по-разному.

*Таблица 1*

**Объемы финансирования Федеральной целевой программы развития образования для создания инфраструктуры, обеспечивающей условия обучения и подготовки кадров (млн руб. в ценах соответствующих лет) [3]**

Источник финансирования и направление расходов	Год					
	2016	2017	2018	2019	2020	2016–2020
Федеральный бюджет, всего	15321,19	17253,32	17382,44	18499,14	19909,64	88365,73
Улучшение материально-технической базы российского образования: капитальные вложения (Минобрнауки России)	12154,6	13445,7	13445,7	13445,7	13445,7	65937,4
Доля капитальных вложений в улучшение МТБ в общей величине финансирования ФЦП, %	79,33	77,93	77,35	72,68	67,53	74,61

Однако можно ли считать количество лекционных аудиторий достаточным, если студентов в потоке больше, чем число мест в аудиториях? Качественный ли уровень подготовки в образовательном учреждении, если аудиторный фонд не позволяет учиться студентам в одну смену и учебный день длится до 22 ч? Может ли преподаватель, работающий в две учебные смены (по причине недостаточного количества аудиторий для работы в одну смену), обеспечить тот уровень подготовки, который заявлен в образовательных стандартах? Показатели, используемые в настоящее время для оценки деятельности вузов, не в состоянии в полной степени оценить соответствие содержания и качества подготовки обучающихся заявленным образовательным программам ГОС и ФГОС.

Наряду с механизмом государственной аккредитации, лицензирования вузов и образовательных программ многие учебные заведения разрабатывают и внедряют собственные системы менеджмента качества (СМК), направленные на повышение эффективности своей деятельности, в том числе качества образовательных услуг. В рамках СМК рассматриваются процессы управленческой деятельности руководства, жизненного цикла продукции, менеджмента ресурсов и измерения, анализа и улучшения. Но СМК также не в полной мере оценивает, каким должен быть уровень МТБ вуза (образовательной инфраструктуры) для качественной подготовки специалистов.

Несмотря на то что объемы бюджетного финансирования, выделяемые на образование, растут, их недостаточно для поддержания МТБ учебных заведений на современном уровне [6]. Одна из основных причин недофинансирования — отсутствие научно обоснованной методики количественного определения потребности МТБ. Недостаток бюджетных средств на образовательную деятельность покрывается за счет собственных доходов вуза, получаемых от платной образовательной деятельности. Образовательные организации самостоятельно определяют цену обучения, учитывая необходимые объемы (в своем понимании) развития материальной базы. И такая свобода в экономических расчетах по-прежнему позволяет прежде всего по той причине, что проблема достаточности обеспечения МТБ профессиональных образовательных учреждений в критериальном аспекте так и не решена. Существует набор отдельных количественных показателей, характеризующих МТБ вуза, однако нет системы, которая позволила бы оценить уровень образовательной инфраструктуры и сделать вывод о соответствии МТБ качественной подготовке выпускников. Для решения этой проблемы необходимо разработать модель образовательной инфраструктуры вуза, создать систему показателей, оценивающих МТБ, с одной стороны, количественно, а с другой — качественно, а также определить интегральную оценку МТБ.

На основе анализа отчетности образовательных организаций разработан примерный состав материально-технической базы вуза (рис. 2).

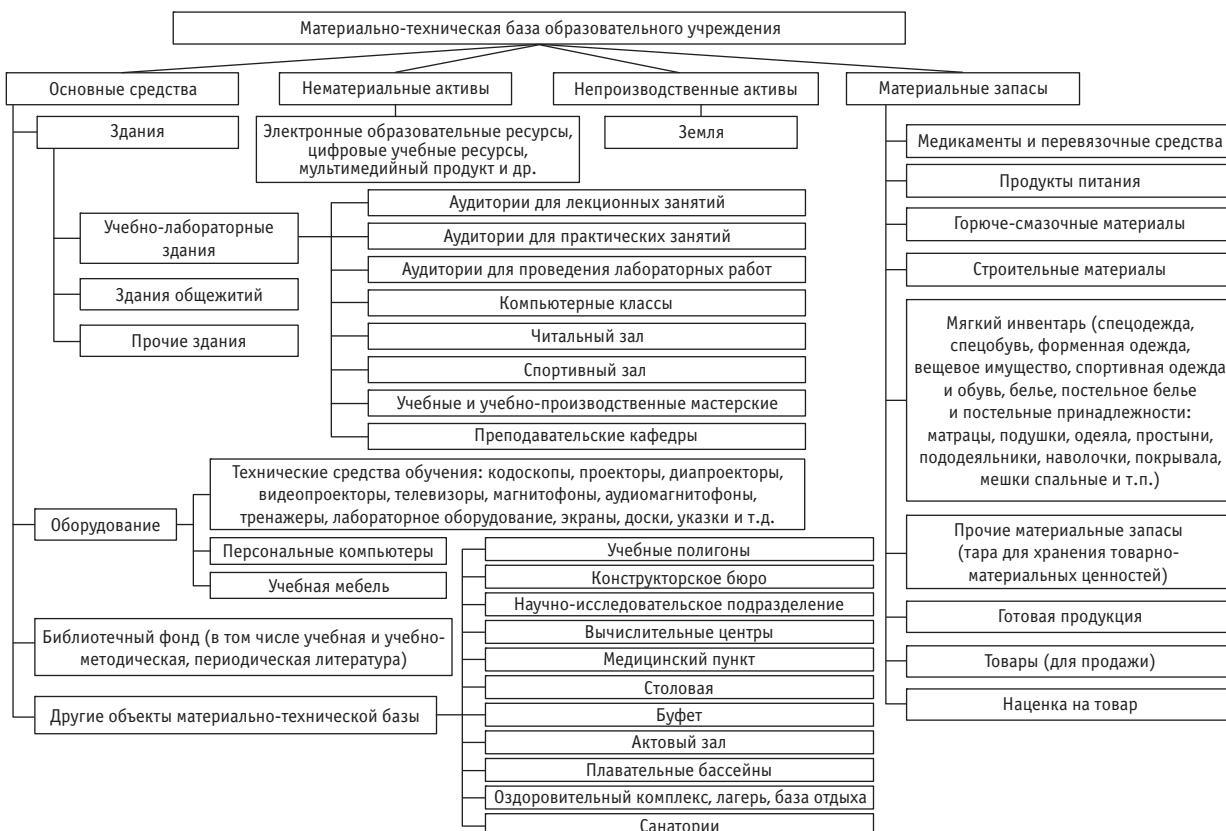


Рис. 2. Состав материально-технической базы образовательного учреждения

Профиль образовательного учреждения существенно влияет на формирование МТБ. Подготовка специалистов для железнодорожного транспорта отличается направленностью учебного процесса на формирование навыков профессиональной деятельности, тесной связью задач вуза с корпоративными требованиями учредителя. Соответственно для университетов и вузов железнодорожной отрасли обеспеченность активной частью основных фондов должна быть значительно выше, чем для образовательных заведений экономической, юридической, гуманитарной и другой направленности. Внутри вуза распределение основных фондов должно осуществляться с учетом специфики направления подготовки. Увеличение учебного времени на экономические, юридические и другие дисциплины гуманитарного характера вызывает уменьшение в количественном выражении материально-технической оснащенности.

Учебное оборудование и образцы техники, используемые в учебном процессе при подготовке специалистов, другие элементы МТБ характеризуются многообразием показателей. Это могут быть и численные значения технических характеристик оборудования, и показатели принадлежности оборудования к определенному классу машин, и стоимостные показатели, показатели уникальности либо универсальности применения в учебном процессе и др. Многие показатели не имеют явно выраженного инструментария для определения их количественных значений. Это, например, удобство интерфейса пользователя программного продукта или эргономичность пульта управления стендом и т.п. [7].

Показатели уровня материально-технической базы можно разделить на количественные (объемные) и качественные (рис. 3).

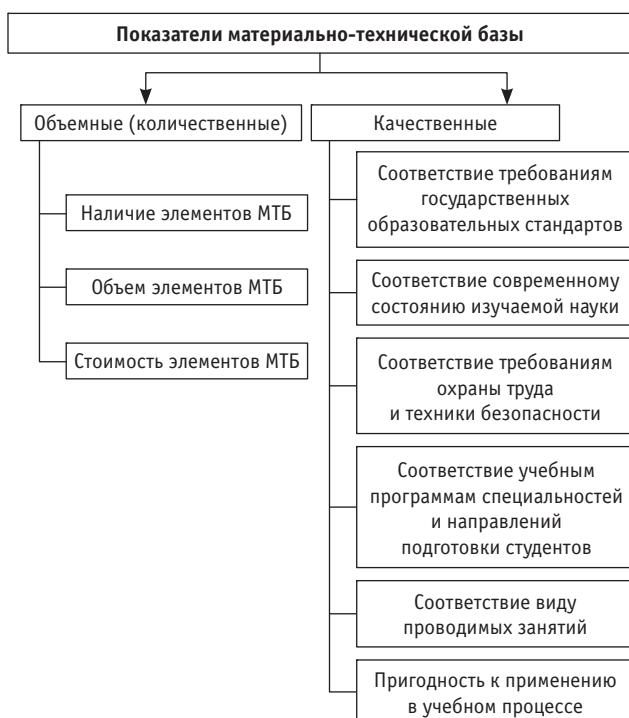


Рис. 3. Классификация показателей уровня МТБ

Количественные показатели — наличие, объем, балансовая стоимость активов по видам и элементам МТБ. Структура активов говорит не только об отрасли, в которой работает вуз (транспортный, экономический и др.), но и о его профиле (гуманитарный или технический). Возрастная структура активов по элементам МТБ позволяет выявить устаревшие и требующие обновления объекты инфраструктуры.

Качественные показатели должны характеризовать степень вовлечения оборудования, аудиторного фонда в процесс обучения, время работы элементов МТБ (показатели экстенсивного использования средств труда), отношение количества фактически проведенных занятий к плановому или максимально возможному за одну, две смены (показатели интенсивного использования средств труда), фондаемость, фондооруженность (интегральные показатели эффективности основных средств).

Особое значение имеет вузовская инфраструктура: общежития, столовые, спортивные комплексы, клубы, кабинеты медицинского обслуживания и т.д. Их деятельность имеет скорее социальную направленность и оказывает положительное воздействие не только на степень удовлетворения социально-культурных запросов студентов и сотрудников вуза, но и на развитие города и региона, в котором размещается учебное заведение. Более того, зачастую именно по развитости социально-культурной сферы (например, по спортивным достижениям учащихся, количеству и качеству проводимых культурно-развлекательных мероприятий и др.) судят и об уровне самого вуза, качестве предлагаемых им образовательных программ.

В то же время разветвленная инфраструктура приводит к росту расходов на обучение. Поэтому в современных условиях жестких финансовых ограничений далеко не всегда оправдано расширение сети вузовской инфраструктуры и предоставление права бесплатного (или льготного) пользования ею [8].

Таким образом, очевидно, что для определения требуемого уровня развития материально-технической базы вуза необходимо разработать методику обоснования инфраструктуры, основанную на интегральной оценке.

Укрупненная схема создания методики должна включать следующие этапы:

формулирование концептуальных требований к материально-техническому обеспечению учебного процесса;

обоснование норм и нормативов, позволяющих определить минимально необходимый и достаточный уровень МТБ для качественной подготовки студентов;

разработку конкретных показателей для практической оценки современного состояния и уровня соответствия МТБ качественной подготовке;

разработку математической модели формирования материально-технической базы с целью последующей оценки ее влияния на качество подготовки специалистов;

разработку методики интегральной оценки материально-технической базы вуза.

Итак, разработка данной методики позволит научно обосновать материально-техническую базу вуза с учетом образовательных стандартов и профессиональных требований компании ОАО «РЖД» в соответствии с современным уровнем развития техники и технологии организации перевозочного процесса.

## Литература

1. Прогноз долгосрочного социально-экономического развития Российской Федерации на период до 2030 года [Электронный ресурс]. URL: <http://government.ru/media/files/41d457592e04b76338b7.pdf> (дата обращения: 10.07.2015).
2. Об утверждении плана мероприятий («дорожной карты») «Изменения в отраслях социальной сферы, направленные на повышение эффективности образования и науки» / утв. распоряжением Правительства Рос. Федерации от 30.04.14 № 722-р // Собр. законодательства Рос. Федерации. 2014. № 19. Ст. 2469.
3. Концепция Федеральной целевой программы развития образования на 2016–2020 годы / утв. распоряжением Правительства Российской Федерации от 29.12.14 № 2765-р [Электронный ресурс]. URL: <http://минобрнауки.рф/%D0%B4%D0%BE%D0%BA%D1%83%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%D1%8B/4952> (дата обращения: 10.07.2015).
4. Нестеров В. Л., Конова Т. А. Оценка деятельности вузов в части материально-технического обеспечения образовательного процесса // Фундаментальные исследования. 2015. № 5–2. С. 428–432. ISSN 1812–7339 [Электронный ресурс]. URL: [www.rae.ru/fs/?section=content&op=show\\_article&article\\_id=10007503](http://www.rae.ru/fs/?section=content&op=show_article&article_id=10007503) (дата обращения: 10.07.2015).
5. О лицензировании образовательной деятельности (вместе с «Положением о лицензировании образовательной деятельности») / утв. постановлением Правительства Рос. Федерации от 28.10.13 № 966 // Собр. законодательства Рос. Федерации. 2013. № 44. Ст. 5764.
6. Конова Т. А., Антропов В. А., Нестеров В. Л. Научно-методические основы организации материально-технического обеспечения подготовки кадров для нужд железнодорожного транспорта. Екатеринбург : УрГУПС, 2015. 211 с.
7. Антропов В. А., Конова Т. А. Организация материально-технического обеспечения образовательных учреждений высшего профессионального образования // Вестник УГТУ-УПИ. Сер. Экономика и управление. 2011. № 6. С. 162–173.
8. Антропов В. А. Проблемы модернизации и инноваций в российском профессиональном образовании. Екатеринбург : ИЭ УрО РАН, 2013. 104 с.

## References

1. Prognoz dolgosrochnogo sotsialno-ekonomicheskogo razvitiya Rossiyskoy Federatsii na period do 2030 goda [Forecast of long-term socio-economic development of the Russian Federation for the period up to 2030]. [Electronic resource]. URL: <http://government.ru/media/files/41d457592e04b76338b7.pdf> (date accessed: 10.07.2015).
2. Ob utverzhdenii plana meropriyatiy («dorozhnay kartы») «Izmeneniya v otrazyakh sotsialnoy sfery, napravlennye na povyshenie effektivnosti obrazovaniya i naukij» / utv. rasporyazheniem Pravitelstva Ros. Federatsii ot 30.04.14 № 722-r [Regarding the approval of the Action Plan («Roadmap») «Changes in social sector industries aimed at improving the efficiency of education and science» / approved by RF Government Decree of 30.04.14 No. 722-r] // Sibr. zakonodatelstva Ros. Federatsii. 2014. № 19. St. 2469.
3. Kontseptsiya Federalnoy tselevoy programmy razvitiya obrazovaniya na 2016–2020 gody / utv. rasporyazheniem Pravitelstva Rossiyskoy Federatsii ot 29.12.14 № 2765-r [Concept of the Federal target program of education development for 2016–2020 / approved by RF Government Decree of 29.12.14 No. 2765-r]. [Electronic resource]. URL: <http://минобрнауки.рф/%D0%B4%D0%BE%D0%BA%D1%83%D0%BC%D0%B5%D0%BD%D1%82%D1%8B/4952> (date accessed: 10.07.2015).
4. Nesterov V. L., Konova T. A. Otsenka deyatelnosti vuzov v chasti materialno-tehnicheskogo obespecheniya obrazovatelnogo protessa [Evaluation of university efficiency in terms of technical, financial and administrative support of the educational process] // Fundamentalnye issledovaniya. 2015. № 5–2. P. 428–432. ISSN 1812-7339 [Electronic resource]. URL: [www.rae.ru/fs/?section=content&op=show\\_article&article\\_id=10007503](http://www.rae.ru/fs/?section=content&op=show_article&article_id=10007503) (date accessed: 10.07.2015).
5. O litsenzirovaniy obrazovatelnoy deyatelnosti (vmeste s «Polozheniem o litsenzirovaniy obrazovatelnoy deyatelnosti») / utv. postanovleniem Pravitelstva Ros. Federatsii ot 28.10.13 № 966 [On licensing of educational activities (with «Regulations on licensing of educational activities») / approved by RF Government Decree of 28.10.13 No. 966] // Sibr. zakonodatelstva Ros. Federatsii. 2013. № 44. St. 5764.
6. Konova T. A., Antropov V. A., Nesterov V. L. Nauchno-metodicheskie osnovy organizatsii materialno-tehnicheskogo obespecheniya podgotovki kadrov dlya nuzhd zhelezodorozhnoy transporta [Scientific and methodical basis for organization of technical, financial and administrative support of training professionals for railway industry]. Ekaterinburg : USURT, 2015. 211 p.
7. Antropov V. A., Konova T. A. Organizatsiya materialno-tehnicheskogo obespecheniya obrazovatelynykh uchrezhdeniy vysshego professionalnogo obrazovaniya [Organization of technical, financial and administrative support for universities] // Vestnik UGTU-UPI. Ser. Ekonomika i upravlenie. 2011. № 6. P. 162–173.
8. Antropov V. A. Problemy modernizatsii i innovatsiy v rossiyskom professionalnom obrazovanii [Modernization and innovation issues in the Russian professional education]. Ekaterinburg : IE UrO RAN, 2013. 104 p.

УДК 625.172

Николай Иванович Карпушенко, доктор технических наук, профессор кафедры «Путь и путевое хозяйство» Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС), Новосибирск,  
Антон Викторович Быстров, преподаватель, инженер научно-исследовательской лаборатории «Путеиспытательная» Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС), Новосибирск,  
Павел Станиславович Труханов, аспирант, инженер научно-исследовательской лаборатории «Путеиспытательная» Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС), Новосибирск

## НОРМАТИВЫ ЗАТРАТ ТРУДА ПРИ ТЕХНИЧЕСКОМ ОБСЛУЖИВАНИИ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ В СОВРЕМЕННЫХ УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ПУТИ

Nikolay Ivanovich Karpushchenko, DSc in Engineering, Professor, Department of Track and Track Facilities, Siberian Transport University (STU), Novosibirsk,  
Anton Viktorovich Bystrov, Lecturer, Engineer at Railway Track Testing Research Laboratory, Siberian Transport University (STU), Novosibirsk,  
Pavel Stanislavovich Trukhanov, graduate student, Engineer at Railway Track Testing Research Laboratory, Siberian Transport University (STU), Novosibirsk

### Turnout maintenance manning standards in modern railway track operation

#### Аннотация

Представлены методика и результаты исследований по оптимизации трудозатрат на работы по текущему содержанию стрелочных переводов и приведению нормативной базы хозяйства пути и сооружений к современным условиям эксплуатации. Определены зависимости затрат труда от пропущенного тоннажа и грузонапряженности, дан перечень корректирующих коэффициентов, приведена долевая структура видов работ на основе фактических данных. Представлены алгоритм и программа расчета численности монтеров для работ на стрелочных переводах.

**Ключевые слова:** методика определения затрат труда, конструкция стрелочных переводов, эксплуатационные условия, нормы затрат труда, корректирующие коэффициенты.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-34-39

#### Summary

The paper presents methods and results of research of optimization of labor inputs for current maintenance of turnouts and bringing regulatory framework of track facilities and infrastructure to modern operation conditions. The dependence of labor inputs on actual car traffic and tonnage and traffic intensity are defined, a list of correction factors is given, shares of various types of work are presented based on actual data. The algorithm and the method to calculate the number of mechanics required for operation of turnouts is shown.

**Keywords:** method of determining labor inputs, turnout structure, operating conditions, labor input standards, correction factors.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-34-39

**Н**ормативы затрат труда на текущее содержание железнодорожного пути напрямую зависят от конструкции пути и условий его эксплуатации. Внедрение участковой системы ведения путевого хозяйства, новых технологий, основанных на использовании автоматизированных комплексов путевых машин, вызвало необходимость пересмотра нормативов технического обслуживания пути.

В связи с непростой конструкцией стрелочных переводов требуют большего внимания и обслуживания в отличие от линейных конструкций пути.

При определении норм затрат труда стрелочные переводы классифицируются в зависимости от эксплуатационных условий в соответствии с классом пути, где они уложены. Между тем согласно методике [1] приемо-отправочные пути, предназначенные для безостановочного пропуска поездов со скоростью 40 км/ч и более, относятся к 3-му классу, станционные пути, не предназначенные для безостановочного пропуска поездов при установленных скоростях 40 км/ч, — к 4-му, остальные станционные, подъездные и прочие пути — к 5-му классу.

Нормативы на содержание стрелочных переводов на главных путях зависят от грузонапряженности, но не зависят от пропущенного тоннажа. Для стрелочных переводов на приемо-отправочных и прочих станционных путях установлен общий норматив, не зависящий от класса и грузонапряженности путей. Кроме того, подход, принятый в прежних нормативных документах, согласно которому особенности конструкции пути и условий эксплуатации учитываются не умножением



норм затрат труда на поправочные коэффициенты, а умножением численности монтеров пути, рассчитанной по средним нормам, на средневзвешенный коэффициент, нельзя считать удовлетворительным.

В связи с этим существующий методический подход к определению затрат труда на текущее содержание стрелочных переводов и формирование занятого на них контингента монтеров пути должен быть изменен.

## ЦЕЛЬ РАЗРАБОТКИ

Актуализация нормативной базы в хозяйстве стрелочных переводов. Научное обоснование перечня и объемов выполнения работ на текущем содержании стрелочных переводов. Оптимизация трудозатрат на работы по текущему содержанию стрелочных переводов. Обоснование норм затрат труда работников, занятых на текущем содержании стрелочных переводов, и поправочных коэффициентов к нормам ведется в зависимости от класса, особенностей конструкции пути, наработанного тоннажа и других эксплуатационных условий.

## ЭТАЛОННЫЕ КИЛОМЕТРЫ ПУТИ И ЭТАЛОННЫЕ СТРЕЛОЧНЫЕ ПЕРЕВОДЫ

Для определения затрат труда на текущее содержание стрелочных переводов и сравнения их с затратами на содержание бесстыкового и звеневого пути в качестве типовых конструкций верхнего строения пути и условий эксплуатации принимаются такие, которые имеют достаточное распространение и не требуют усиления и дополнительных затрат труда при текущем содержании [2]. В связи с этим вводятся понятия эталонного километра и эталонного стрелочного перевода.

Эталонный километр для бесстыкового пути: бесстыковой путь, рельсы типа Р65 неограниченной длины, шпалы железобетонные, скрепления типа КБ, балласт щебеночный без разделительного слоя; участок пути, оборудованный автоблокировкой, расположенный на площадках и уклонах не круче 8‰, в прямых или кривых радиусом более 800 м; грузонапряженность 26–50 млн т·км брутто/км в год; пропущенный тоннаж 201–400 млн т брутто; скорости движения 101–120 км/ч для пассажирских, 90 км/ч — для грузовых поездов.

Эталонный километр для звеневого пути: звеневовой путь, рельсы типа Р65 длиной 25 м, шпалы деревянные, скрепления типа Д0, балласт щебеночный без разделительного слоя; участок пути, оборудованный автоблокировкой, расположенный на площадках и уклонах не круче 8‰, в прямых или кривых радиусом более 800 м; грузонапряженность 26–50 млн т·км брутто/км в год; пропущенный тоннаж 201–400 млн т брутто; скорости движения 101–120 км/ч для пассажирских, 90 км/ч — для грузовых поездов.

Эталонный стрелочный перевод: обыкновенный централизованный стрелочный перевод типа Р65 марки 1/11 или 1/9 со сборной крестовиной, лежащий на главном пути, железобетонных брусьях, щебеночном балласте; грузонапряженность пути 26–50 млн т·км брутто/км в год; скорости движения 101–120 км/ч для пассажирских, 90 км/ч — для грузовых поездов.

## ПЕРЕЧЕНЬ, ОБЪЕМЫ ВЫПОЛНЯЕМЫХ РАБОТ И ЗАТРАТЫ ТРУДА НА ТЕКУЩЕЕ СОДЕРЖАНИЕ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ

Базовый перечень работ по текущему содержанию стрелочных переводов разработан на основе анализа нормативных документов и статистических данных с дистанций пути пяти дирекций инфраструктуры (Московской, Октябрьской, Куйбышевской, Приволжской, Западно-Сибирской) по фактически выполненным работам за весь 2014 г.

Базовый перечень работ для содержания стрелочных переводов содержит 76 наименований.

Все работы распределены на четыре категории:  
регулировка геометрии рельсовой колеи;  
замена элементов верхнего строения пути;  
плановые работы;  
работы, не зависящие от объема перевозок.

Объемы работ, для которых в нормативных документах содержатся указания о периодичности выполнения, определялись умножением количества измерителей, имеющихся на 1 стрелочном переводе, на периодичность выполнения [3].

Объемы остальных работ определялись статистической обработкой данных, собранных с пяти дирекций инфраструктуры, согласно разработанному нами перечню работ. Обрабатывались данные по всем упоминаниям каждой работы за весь 2014 г. на полигоне не менее 300 км для каждой конструкции пути, стрелочного перевода и условий эксплуатации. Данные по затратам труда на текущее содержание стрелочных переводов приведены в таблицах базового перечня работ.

Во всех случаях затраты труда определялись умножением объема работ на норму времени с учетом размерности измерителей [4].

Сводные данные о соотношении затрат труда на текущее содержание эталонных километров пути и стрелочных переводов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Соотношение затрат труда на текущее содержание эталонного километра различных конструкций пути и стрелочного перевода

Виды работ	Трудозатраты на 1 км/год при различных конструкциях верхнего строения пути и стрелочных переводов, чел.-ч/год		
	Конструкция		Стрелочные переводы на железобетонном основании
	Бесстыковая	Звеневая	
Работы по регулировке геометрии рельсовой колеи	202	308	47
Работы по замене элементов ВСП	98	199	80
Плановые работы	154	91	109
Работы, не зависящие от объема перевозок	27	35	94
Итого	481	633	330

Анализ табл. 1 показывает, что затраты труда на содержание 1 км звеньевого пути в эталонных условиях в 1,32 раза больше, чем бесстыкового, а содержание одного стрелочного перевода составляет 68,6 % от содержания 1 км бесстыкового пути. Наибольшие затраты труда приходятся на регулировку геометрии рельсовой колеи: 42–49 % суммарных затрат на содержание пути и 14 % — на содержание стрелочных переводов.

Затраты труда на выполнение работ, не зависящих от объема перевозок, не превышают 6 % суммарных затрат на содержание линейных конструкций пути и 28 % на содержание стрелочных переводов. В последнем случае значительные затраты (23%) приходятся на работы по технологической снегоборьбе для обеспечения безотказной работы стрелочных переводов в зимнее время. На участках бесстыкового пути 32,4 % затрат труда приходится на исправление просадок и перекосов пути подбивкой шпал электрошпалоподбойками и укладкой регулировочных прокладок.

На участках звеньевого пути с деревянными шпалами 27 % затрат труда приходится на исправление просадок и переко-

сов пути подбивкой шпал электрошпалоподбойками, маховыми подбойками и укладкой карточек, а 20,5 % — на смену деревянных шпал.

Для условий эксплуатации, отличных от эталонных, затраты труда определялись с использованием тех же перечней работ, но при других интервалах грузонапряженности и пропущенного тоннажа. Данные по затратам труда для стрелочных переводов в зависимости от грузонапряженности и пропущенного тоннажа приведены в табл. 2.

Графики зависимости затрат труда от пропущенного тоннажа и грузонапряженности представлены на рис. 1 и 2.

## НОРМЫ ЗАТРАТ ТРУДА РАБОТНИКОВ, ЗАНЯТЫХ НА ТЕКУЩЕМ СОДЕРЖАНИИ СТРЕЛОЧНОГО ПЕРЕВОДА

Учитывая, что нормативная наработка монтеров пути в 2014 г. составила 1970 рабочих часов, перейдем от затрат труда в чел.-ч/год к нормам чел./год. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

Таблица 2

Фактические затраты труда работников, занятых на текущем содержании эталонного стрелочного перевода, чел.-ч/год

Группа пути	Грузона- пряжен- ность, млн т·км брutto/ км в год	Обыкновенный стрелочный перевод типа Р65 марки 1/11 или 1/9, лежащий на главном пути, железобетонных брусьях, щебеночном балласте				
		Пропущенный тоннаж, млн т·км брутто				
		0–100	101–200	201–300	301–400	401–500
А	Более 80		420			
Б	51–80		390			
В	26–50	287	330	375	405	460
Г	11–25		287			
Д	6–10		265			
Е	5 и менее		256			

Таблица 3

Нормы затрат труда работников, занятых на текущем содержании 1 км звеньевого пути, чел./год

Группа пути	Грузона- пряжен- ность, млн т·км брutto/ км в год	Звеньевой путь, рельсы типа Р65, скрепления типа Д0, деревянные шпалы, балласт щебеночный				
		Пропущенный тоннаж, млн т·км брутто				
		0–200	201–400	401–600	601–800	801–1000
А	Более 80	0,462	0,506	0,550	0,594	0,638
Б	51–80	0,359	0,403	0,447	0,491	0,535
В	26–50	0,276	0,320	0,364	0,408	0,452
Г	11–25	0,216	0,260	0,304	0,348	0,392
Д	6–10	0,186	0,230	0,274	0,318	0,362
Е	5 и менее	0,174	0,218	0,262	0,306	0,350

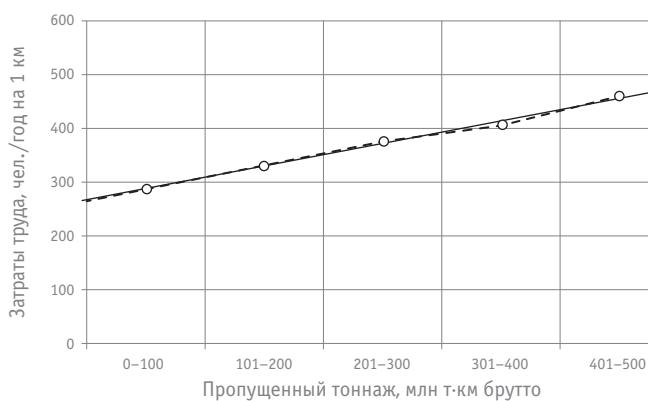


Рис. 1. График зависимостей фактических затрат труда работников, занятых на текущем содержании стрелочного перевода, от пропущенного тоннажа



Рис. 2. График зависимостей фактических затрат труда работников, занятых на текущем содержании стрелочного перевода, от грузонапряженности



Используя данные табл. 3, путем регрессионного анализа получим уравнение зависимости норм затрат труда (чел./год) работников, занятых на текущем содержании стрелочного перевода, от грузонапряженности и пропущенного тоннажа:

$$H_{\text{сп}} = 0,093 + 1,1 \cdot 10^{-3} \Gamma + 2,2 \cdot 10^{-4} T, \quad (1)$$

где  $\Gamma$  — грузонапряженность участка пути, млн т·км брутто/км в год;

$T$  — наработанный тоннаж, млн т брутто.

Уравнение (1) напрямую используется при расчете численности монтеров пути.

### КЛАССИФИКАТОРЫ РАЗНОВИДНОСТЕЙ КОНСТРУКЦИЙ СТРЕЛОЧНЫХ ПЕРЕВОДОВ, ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ УСЛОВИЙ И ВЕСОВЫЕ КОЭФФИЦИЕНТЫ К НОРМАМ ЗАТРАТ ТРУДА НА ТЕКУЩЕЕ СОДЕРЖАНИЕ ПУТИ

Весовые коэффициенты установлены на основе анализа нормативных документов, фактических затрат труда и анкетного опроса экспертов — дорожных мастеров и заместителей начальников дистанций по текущему содержанию пути.

Таблица 4

#### Классификатор разновидностей конструкций стрелочных переводов и весовые коэффициенты к нормам затрат труда

Конструктивные характеристики элементов стрелочных переводов		Код	Весовой коэффициент
3.1. Тип	P65	3.11	1,00
	P50 и легче	3.12	1,10
3.2. Марка	1/9 и 1/11	3.21	1,00
	1/18 и 1/22	3.22	1,45
3.3. Крепление остряка	1/6	3.23	0,85
	Накладочное	3.31	1,00
3.4. Крестовины	Вкладышно-накладочное	3.32	1,10
	Сборные	3.41	1,00
3.5. Брусья	Цельнолитые	3.42	0,90
	С НПК	3.43	0,85
3.6. Балласт	Железобетонные	3.51	1,00
	Деревянные	3.52	1,10
3.7.1. Перекрестные СП	Щебеночный	3.61	1,00
	Песчано-гравийный	3.62	1,15
3.7.2. Глухие пересечения		3.71	1,45
3.7.3. Башмакосбрасыватели и сбрасывающие стрелки		3.72	0,80
3.8. Централизация СП	3.73	0,20	
	Есть (ЭЦ)	3.81	1,00
	Нет (руч)	3.82	0,75
3.9. Стрелочные переводы на сортировочной горке		3.91	1,80
3.10. Устройство защиты от снега	Ручное	3.101	1,00
	Шланговое	3.102	0,95
	Пневмообдувка	3.103	0,90
	Электрообогрев	3.104	0,85
3.11. Климатические условия на региональных дирекциях инфраструктуры	Северная, Свердловская, Западно-Сибирская, Красноярская	3.111	1,00
	Восточно-Сибирская, Дальневосточная, Забайкальская, Южно-Уральская	3.112	0,95
	Московская, Октябрьская, Горьковская, Куйбышевская	3.113	0,90
	Юго-Восточная, Приволжская	3.114	0,85
	Северо-Кавказская, Калининградская, Крымская	3.115	0,80



Влияние конструктивных особенностей стрелочных переводов на нормы затрат труда учтены весовыми коэффициентами, приведенными в табл. 4. Для стрелочных переводов учитываются тип рельсов, марка и конструкция крестовины, род брусьев и балласта, устройство защиты от снега, климатические условия на территории региональных дирекций инфраструктуры и другие особенности [2].

Влияние скоростей движения поездов учитывается корректирующими коэффициентами, приведенными в табл. 5. Влияние особенностей эксплуатационных условий, отличающихся от эталонных, учитывается корректирующими коэффициентами, представленными в табл. 6.

Таблица 5

Классификатор скоростей движения поездов и корректирующие коэффициенты к нормам затрат труда

Категория пути	Допускаемые скорости движения поездов, км/ч		Код	Корректирующие коэффициенты
	пассажирских	грузовых		
C	141–200	До 140	C 1.1	1,10
1	121–140	До 100	C 2.2	1,05
2	101–120	До 90	C 3.3	1,00
3	81–100	До 80	C 4.4	0,95
4	61–80	До 60	C 5.5	0,95
5	41–60	До 60	C 6.6	0,90
6	40 и менее	40 и менее	C 7	0,90

## ФОРМИРОВАНИЕ БАЗЫ ДАННЫХ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТА КОНТИНГЕНТА МОНТЕРОВ ПУТИ

Для выполнения данного расчета необходимо сформировать базу данных, содержащую все конструкционные и эксплуатационные характеристики стрелочных переводов. Чтобы создать такую базу, нужно произвести выгрузку данных в табличной форме из программы АСУ-Путь. Порядок выгрузки представлен в инструкции пользователю. В табл. 7 отражено соответствие названия таблиц, выгружаемых из АСУ-П., и их содержания.

При наличии всех необходимых таблиц с данными о стрелочных переводах запускается макрос — программный алгоритм действий, записанный в среде Visual Basic for Applications. Этот макрос сформирует базу данных с привязкой всех характеристик к конкретному стрелочному переводу. Такая таблица — основная база данных для расчета численности монтеров пути.

После формирования базы данных программа определит численность монтеров пути для каждого стрелочного перевода. В макросе заложены матрицы норм затрат труда работников, весовые коэффициенты к нормам затрат для неэталонных стрелочных переводов, корректирующие коэффициенты для различных скоростей движения.

Таблица 6

Классификация эксплуатационных особенностей участков пути и корректирующие коэффициенты к нормам затрат труда

Код	Фактор	Коэффициент
4.10	На участках пути с интенсивным пригородным движением при количестве пригородных поездов в период с 8.00 до 17.00 местного времени:	
4.11	26–50	1,05
4.12	51–100	1,10
4.13	свыше 100	1,15
4.20	На стрелочных переводах после сплошной замены металлических частей, сопровождаемой работами в объеме среднего ремонта пути	0,75
4.30	Стрелочные переводы после выполнения выправочного ремонта в течение 3 лет	0,90
4.40	Стрелочные переводы на сортировочной горке	1,80
4.50	Участки пути со средними осевыми нагрузками, кН:	
4.51	175–190	1,05
4.52	191–210	1,10
4.53	211–230	1,15
4.60	Участки пути с перевозкой руды, угля, сыпучих и наливных грузов, расположенных в пределах 200 км от места погрузки в объемах, млн т/год:	
4.61	до 5	1,05
4.62	от 5 до 15	1,10
4.63	свыше 15	1,15

Таблица 7

Наименование и содержание таблиц АСУ-Путь

Наименование	Содержание
Стрелочный перевод — характеристика	Класс, способ управления, тип рельсов, марка крестовины, назначение по ТР, устройства защиты от снега
Стрелки — характеристика	Пропущенный тоннаж
Крестовины — характеристика	Пропущенный тоннаж, конструкция (сборная, цельнолитая, поворотный сердечник, подвижный сердечник)

В результате расчета в табличной форме для каждого стрелочного перевода определяется необходимое количество работников для выполнения работ за год.

Пробные расчеты численности монтеров для пяти дистанций пути Западно-Сибирской дирекции инфраструктуры подтверждают высокую работоспособность методики и программы.

## Литература

1. Методика классификации железнодорожных линий / утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 01.07.09 № 1393р [Электронный ресурс]. URL: [http://www.businesspravo.ru/Docum/DocumShow\\_DocumID\\_161321.html](http://www.businesspravo.ru/Docum/DocumShow_DocumID_161321.html) (дата обращения: 14.10.2015).
2. Инструкция по текущему содержанию железнодорожного пути / утв. распоряжением ОАО «РЖД» от 29.12.12 № 2791 р. М. : ОАО «РЖД», 2012. 234 с.
3. Инструкция по оценке состояния рельсовой колеи, планированию работ и мерам по обеспечению безопасности движения по показаниям путеизмерительных вагонов / ЦПТ-46/18 ; утв. ОАО «РЖД» 24.08.09. М. : ОАО «РЖД», 2009. 170 с.
4. Нормы времени на работы по ремонту верхнего строения пути / ОАО «РЖД». М. : Маршрут, 2004. 456 с.

## References

1. Metodika klassifikatsii zheleznodorozhnykh liniy / utv. rasporyazheniem OAO «RZhD» ot 01.07.09 № 1393r [Railway lines classification method / approved by Order of Russian Railways JSC of 01.07.09 № 1393r]. [Electronic resource]. URL: [http://www.businesspravo.ru/Docum/DocumShow\\_DocumID\\_161321.html](http://www.businesspravo.ru/Docum/DocumShow_DocumID_161321.html) (date accessed: 14.10.2015).
2. Instruktsiya po tekushchemu soderzhaniyu zheleznodorozhnogo puti / utv. rasporyazheniem OAO «RZhD» ot 29.12.12 № 2791 r [Instructions for current maintenance of railway track / approved by Order of Russian Railways JSC of 29.12.12 № 2791 r]. M. : OAO «RZhD», 2012. 234 p.
3. Instruktsiya po otsenke sostoyaniya relsovoy kolei, planirovaniyu rabot i mera姆 po obespecheniyu bezopasnosti dvizheniya po pokazaniyam puteizmertelnykh vagonov [Instructions for assessment of rail track, work planning and traffic safety measures based on track measurement car readings] / TsPT-46/18 ; utv. OAO «RZhD» 24.08.09. M. : OAO «RZhD», 2009. 170 p.
4. Normy vremeni na raboty po remontu verkhnego stroeniya puti [Working time standards for track superstructure repair] / OAO «RZhD». M. : Marshrut, 2004. 456 p.

УДК 625.12

Андрей Владимирович Петряев, кандидат технических наук, старший научный сотрудник кафедры «Строительство дорог транспортного комплекса» Петербургского государственного университета путей сообщения Императора Александра I (ПГУПС)

## АРМИРУЮЩИЕ СЛОИ ГЕОСИНТЕТИЧЕСКИХ МАТЕРИАЛОВ

Andrey Vladimirovich Petryaev, PhD in Engineering, Senior Researcher,  
Department of Transport Complex Roads Construction, Petersburg State Transport University (PSTU)

### Geosynthetic reinforcing layers

#### Аннотация

В статье рассматривается влияние геосинтетических материалов на деформационные характеристики армированного основания. Приведены результаты сравнительных испытаний разных видов геосинтетики. Исследования показали, что различные геосинтетические материалы, изготовленные из одного материала, при одинаковых прочностных и деформативных характеристиках по-разному влияют на деформационные характеристики армированного основания.

**Ключевые слова:** геосинтетический материал, земляное полотно, численное моделирование, граничные условия, деформативные характеристики.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-40-43

#### Summary

The article examines the impact of geosynthetics on deformation performance of reinforced base. The results of comparative testing of various types of geosynthetics are presented. The studies have shown that a variety of geosynthetic materials made from the same material, with the same strength and deformation characteristics have different effects on deformation performance of reinforced base.

**Keywords:** geosynthetic material, roadbed, numerical simulation, boundary conditions, deformation characteristics.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-40-43

**В** последние годы одним из наиболее перспективных и широко распространенных способов усиления земляного полотна в зарубежном транспортном строительстве стало применение геоматериалов — геотекстиля, геосеток, георешеток, геоячеек, геомембран. В России данное направление пока освоено не должным образом, поэтому исследование и оценка влияния геоматериалов на напряженно-деформированное состояние земляного полотна представляется важной и крайне актуальной проблемой.

При реконструкции или строительстве транспортных объектов часто возникает проблема недостаточной несущей способности и повышенной сжимаемости грунтов основания [1–3]. В этих случаях использование геосинтетических материалов позволяет существенно снизить затраты и сократить сроки строительства.

Для упрочнения земляного полотна транспортных сооружений все большее распространение получают плоскостные или объемные георешетки и геосетки, которые представляют собой плоские или объемные структуры, состоящие из регулярно расположенных открытых ячеек. Георешетки обладают жесткостью, значительной прочностью на растяжение, высоким модулем деформации (небольшим удлинением при разрыве), повышенной устойчивостью к температурным, химическим и биологическим воздействиям и благодаря этому — продолжительным сроком службы.

На железных дорогах развитых стран мира георешетки используются для усиления земляного полотна уже более 30 лет. Так, на Британских железных дорогах (BR) георешетки марки Tensar SS укладывались в подбалластный слой на земляном полотне с малой жесткостью. В Германии при реконструкции линии Берлин — Магдебург на участках переменной жесткости, расположенных на слабом основании, для армирования подпорных стенок железнодорожных насыпей применялись геосетки Fortrac.

В России вопросами использования геосинтетических материалов в транспортном строительстве занимаются с 80-х гг. прошлого века. Сегодня основной объем таких исследований сосредоточен в ПГУПС: создано несколько опытных участков, выполнены сравнительные натурные, штамповые и модельные испытания конструкций земляного полотна, усиленного гео-

шетками различных фирм-производителей. Кроме того, проведен мониторинг за участками действующего железнодорожного пути и автомобильных дорог, на которых уложены георешетки.

Как показали исследования, геотекстили, георешетки, геосетки, изготовленные из одного материала, при одинаковых прочностных и деформативных характеристиках по-разному влияют на деформационные характеристики армированного основания.

При использовании геосинтетических материалов первостепенное значение имеет их взаимодействие с грунтом, и механизмы такого взаимодействия могут быть очень сложными. Для того чтобы оценить это взаимодействие, в последние годы разработаны различные виды испытаний и теоретические методы расчета.

В армированной конструкции в зависимости от места расположения геосинтетического материала и условий нагружения возможны разные механизмы его деформации. При скольжении грунта по армирующей поверхности могут быть проведены испытания на сдвиг, при деформации грунтового блока в поперечном направлении — испытания на растяжение. В случае когда поверхность сдвига проходит по грунту и арматуре, необходимы испытания на сдвиг с геосинтетическим материалом, расположенным под углом к плоскости сдвига. В зоне анкера на армирующий элемент действуют выдергивающие силы, следовательно, здесь могут быть выполнены испытания на выдергивание. Важно отметить, что все виды испытаний имеют ограничения в выборе граничных условий.

В литературе рассматриваются различные конструкции сдвиговых приборов [4–6]. Нижняя половина обоймы сдвигового прибора может быть заполнена тем же грунтом, что и верхняя, другим грунтом или жестким блоком. Основные различия между приборами, как правило, связаны с тем, как зафиксирован в них геосинтетический материал, и с последовательностью приложения нормального напряжения к образцу грунта. Это давление может создаваться жестким и свободным штампом сверху, штампом, имеющим возможность поворота, штампом, закрепленным на верхней половине обоймы, или гибким баллоном под давлением.

Несмотря на некоторые преимущества, использование штампа, закрепленного в верхней половине обоймы, ограничивает расширение образца грунта при испытании. Гибкие баллоны более практичны для крупномасштабных устройств и гарантируют равномерное нормальное распределение напряжений по поверхности образца. Следует иметь в виду, что разные граничные условия приводят к некоторым отличиям в результатах экспериментов.

Так, на рис. 1 представлены данные испытаний, выполненных в мелкозернистом песке и по поверхности песок — геотекстиль с расположением нетканого геотекстиля в середине обоймы. Кроме того, проведено дополнительное испытание геотекстиля, закрепленного на подвижной и неподвижной обоймах и подверженного сдвигу. Полученные результаты показали, что начальные смещения при сдвиге по поверхности грунта — геотекстиль вызваны деформациями геотекстиля. После того как волокна геотекстиля растянулись, произошло его относительное перемещение между частицами грунта. Такое

поведение необходимо учитывать при оценке армированных грунтовых сооружений методом конечных элементов, потому что численные решения требуют в качестве одного из входных параметров значение жесткости на поверхности геотекстиль — грунт. Численные анализы показали [7], что жесткость по поверхности армированного грунта может иметь значительное влияние на боковые смещения армированной поверхности подпорной стенки.

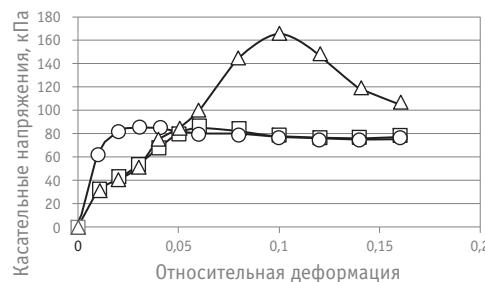


Рис. 1. Результаты испытания прямого сдвига:  
△ — геотекстиль; □ — геотекстиль в песке; ○ — песок

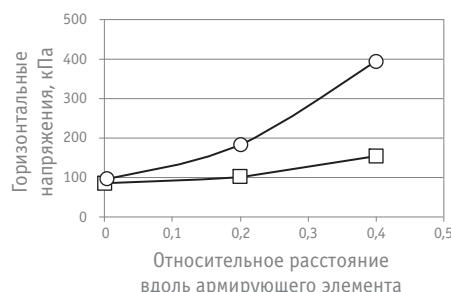
Интерпретация результатов испытаний на образцах с усилением поперек поверхности сдвига является довольно сложной. В этом можно убедиться на примере экспериментов [8], которые показали влияние армирующего элемента на напряженное состояние образца грунта (рис. 2).



Рис. 2. Результаты испытаний армированных образцов методом фотоупругости [8]

При испытаниях использован метод фотоупругости с применением дробленого стекла в качестве эквивалента грунта. Нормальные напряжения приложены к поверхности образца жестким штампом. Фотографии, представленные на рис. 2, сделаны во время испытаний неармированного и армированного образца соответственно вертикальными и наклонными стальными решетками. Яркие области на фотографиях — это зоны с высокими напряжениями сжатия, темные области — зоны низких уровней напряжений. Структура светлых полос показывает, что наличие арматуры значительно изменяет напряженное состояние в образце. Кроме того, наблюдается взаимодействие с верхней и нижней поверхностями обоймы в армированных образцах, что может повлиять на результаты экспериментов.

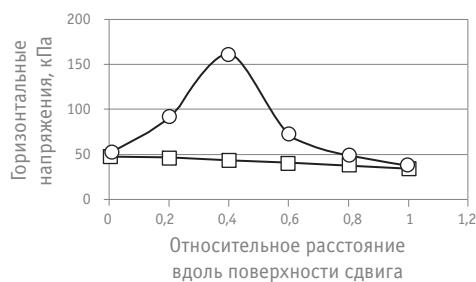
На рис. 3–5 приведены данные крупномасштабных испытаний на сдвиг, проведенных на мелкозернистом песке и на песке, армированном под углом к поверхности сдвига. Преобразователи давления располагались вдоль плоскости армирования (см. рис. 3), вдоль поверхности скольжения (рис. 4) и по жесткому основанию обоймы (рис. 5).



**Рис. 3. Нормальные напряжения, действующие на армированный грунт:**

□ — металлическая решетка; ○ — геотекстиль

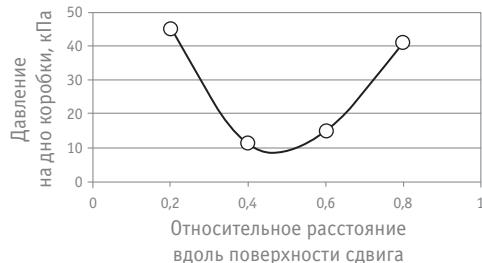
Как показали испытания, наибольшие нормальные напряжения, действующие на армированный грунт, возникают на плоскости сдвига и зависят от жесткости армирующего материала. Наличие арматуры приводит к существенному увеличению нормальных напряжений на плоскости сдвига по сравнению с неармированным образцом (см. рис. 3).



**Рис. 4. Распределение нормальных напряжений по плоскости сдвига:**

□ — неусиленный грунт; ○ — усиленный грунт

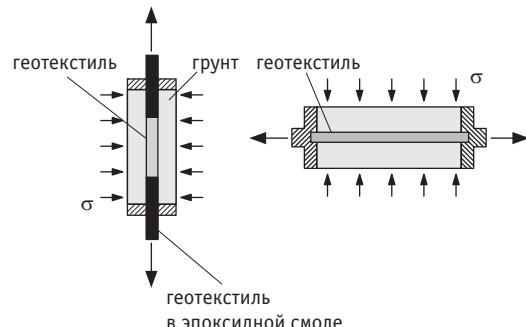
Нелинейный характер распределения нормальных напряжений вдоль нижней границы обоймы, вызванный наличием арматуры, показан на рис. 5, который также можно видеть в результатах наших испытаний, представленных на рис. 2.



**Рис. 5. Распределение нормальных напряжений по нижней границе коробки**

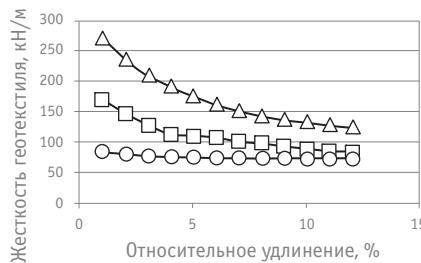
Геотекстиль необходимо испытывать на растяжение в грунтах. Описание таких экспериментов можно найти в литературных источниках [5–7]. Различия между результатами, полученными в этих экспериментах, вероятнее всего, вызваны различными граничными условиями или условиями испытаний.

Например, в некоторых приборах для испытаний концы геотекстиля закрепляли эпоксидной смолой так, что только центральная часть образца воспринимала значительные деформации. В таких испытательных приборах, как показано в левой части рис. 6, происходит сводообразование грунта из-за более жестких концов геотекстильного образца и сжатия центральной области геотекстильного слоя, которая растягивается. Важно отметить, что в процессе испытаний такого типа наблюдается трение между геотекстилем и грунтом, и это влияет на величину деформаций.



**Рис. 6. Виды испытаний**

Усовершенствованный вариант устройства по отношению к эффектам сводообразования грунта, когда вся длина образца геотекстиля растягивается, представлен на рис. 6 справа. Здесь боковые стенки тоже работают в качестве зажимов, что помогает избежать сводообразования грунта на границе с неподвижными стенками и трения между грунтом и геотекстилем. Результаты экспериментов (рис. 7) показывают, что в данном случае жесткость геотекстиля значительно выше, чем при испытании в воздухе, но меньше, чем при трении между грунтом и геотекстильным образцом.



**Рис. 7. Влияние метода испытания на жесткость геотекстиля:**

△ — с трением; □ — при отсутствии трения;  
○ — в воздухе

Грунт увеличивает внутреннюю блокировку и трение между геотекстильными волокнами. Значительное количество частиц грунта, которые внедряются в структуры волокна, ограничивают его растяжение, что приводит к увеличению жесткости геотекстиля. Наличие грунтовых частиц внутри геотекстиля может увеличить его жесткость, поскольку они дополнительным образом уменьшают пространство, доступное для растяжения волокна.

На рис. 8 представлены результаты испытаний на растяжение нетканого геотекстиля, в разной степени загрязненного частицами грунта, при нормальном давлении 80 кПа. Загрязнение геотекстиля достигается за счет уплотнения грунта, уложенного на его поверхность, что помогает проникновению частиц между волокнами. Степень загрязнения количественно определяется как отношение массы частицы грунта к массе геотекстильного волокна на единицу площади. Как видно из рис. 8, чем больше грунта внутри геотекстиля, тем больше жесткость последнего на растяжение.

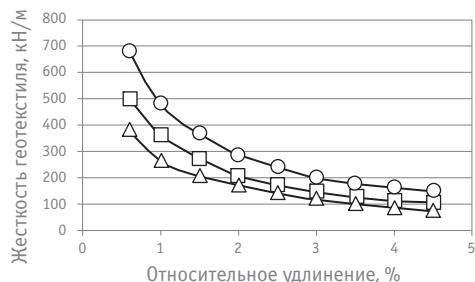


Рис. 8. Зависимость жесткости геотекстиля от степени его загрязненности:  
 △ — чистый геотекстиль; □ — загрязненность 2 %;  
 ○ — загрязненность 6 %

Жесткость геотекстиля зависит от возможности внедрения частиц грунта в его волокнистую структуру и количества в геотекстиле пустого пространства, занимаемого этими частицами. Форма частиц грунта также влияет на увеличение жесткости [6]: круглые частицы менее эффективны, чем угловатые.

Таким образом, данные, полученные при сравнительных испытаниях различных геоматериалов, позволяют сделать следующие выводы:

для надлежащего анализа результатов исследований в испытаниях армированного грунта на сдвиг нужно учитывать тип геосинтетического материала. При испытании геотекстиля происходит взаимодействие между частицами грунта и геотекстильными волокнами в зависимости от размеров частиц и поверхностных характеристик геотекстильного материала;

испытание на сдвиг служит хорошим тестом для определения прочности на срез по поверхности грунта — геоматериал. Граничные условия влияют на результаты испытания, особенно для обойм малых размеров;

при сдвиге по поверхности грунта — геотекстиль следует определять жесткость, которая влияет на результаты численного моделирования армированных грунтовых сооружений, таких как подпорные стенки и крутые откосы;

неоднозначный характер приведенных в статье данных показывает, что прямые испытания на сдвиг с наклонной арматурой отражают качественную картину взаимодействия грунта и геосинтетического материала, но экстраполяция результатов на реальные армированные конструкции ограничена.

## Литература

1. Колос А.Ф., Морозова А. А. Подшпальное основание пути при повышенных осевых нагрузках // Путь и путевое хозяйство. 2014. № 7. С. 13–14. ISSN 0033–4715.
2. Стоянович Г. М. Натурное изучение величины вибродинамического воздействия подвижной нагрузки на грунты. Хабаровск : ДВГУПС, 2005. 147 с.
3. Пупатенко В. В. Прочность земляного полотна узкоколейных железных дорог при воздействии общесетевого подвижного состава (в условиях Сахалинской железной дороги) : дис. ... канд. техн. наук. СПб., 1993. 179 с.
4. Interaction between geogrid reinforcement and tire chip-sand lightweight backfill / T. Tanchaisawat, D. T. Bergado, P. Voottipruek et al // Geotextiles and Geomembrane. 2010. No. 28. P. 119–127.
5. Hossain B., Hossain Z., Sakai T. Interaction properties of geosynthetic with different backfill soils // International journal of geoscience. 2012. No. 3. P. 1033–1039.
6. Mendes M. J. A., Matheus E. Some factors affecting the in-soil load-strain behavior of virgin and damaged nonwoven geotextiles // Geosynthetics international. 2007. No. 14 (1). P. 39–50.
7. Hattamleh O. Al, Muhunthan B. Numerical procedures for deformation calculations in the reinforced soil walls // Geotextiles and Geomembranes. 2006. No. 24 (1). P. 52–57.
8. Dyer M. R. Observation of the stress distribution in crushed glass with applications to soil reinforcement : PhD Thesis. UK : University of Oxford, 2005. 156 p.

## References

1. Kolos A. F., Morozova A. A. Podshpalnoe osnovanie puti pri povyshennykh osevykh nagruzkakh [Under sleeper base at high axial loads] // Put i putevoe khozyaystvo. 2014. № 7. P. 13–14. ISSN 0033–4715.
2. Stoyanovich G. M. Naturnoe izuchenie velichiny vibrodinamicheskogo vozdeystviya podvizhnoy nagruzki na grunty [Full-scale study of the vibrodynamic impact of moving load on the ground]. Khabarovsk : DVGUPS, 2005. 147 p.
3. Pupatenko V. V. Prochnost zemlyanogo polotna uzkokoleynykh zheleznykh dorog pri vozdeystvii obshchesetevogo podvizhnogo sostava (v usloviyakh Sakhalinskoy zheleznoy dorogi : dis. ... kand. tekhn. nauk) [Strength of narrow gauge railway subgrade during operation of general use rolling stock (by the example of Sakhalin Rail-way) : PhD in Engineering Thesis]. SPb., 1993. 179 p.
4. Interaction between geogrid reinforcement and tire chip-sand lightweight backfill / T. Tanchaisawat, D. T. Bergado, P. Voottipruek et al // Geotextiles and Geomembrane. 2010. No. 28. P. 119–127.
5. Hossain B., Hossain Z., Sakai T. Interaction properties of geosynthetic with different backfill soils // International journal of geoscience. 2012. No. 3. P. 1033–1039.
6. Mendes M. J. A., Matheus E. Some factors affecting the in-soil load-strain behavior of virgin and damaged nonwoven geotextiles // Geosynthetics international. 2007. No. 14 (1). P. 39–50.
7. Hattamleh O. Al, Muhunthan B. Numerical procedures for deformation calculations in the reinforced soil walls // Geotextiles and Geomembranes. 2006. No. 24 (1). P. 52–57.
8. Dyer M. R. Observation of the stress distribution in crushed glass with applications to soil reinforcement : PhD Thesis. UK : University of Oxford, 2005. 156 p.

УДК 629.4.027.35

Александр Васильевич Смольянинов, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
Олег Вячеславович Черепов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны»  
Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ФРИКЦИОННЫХ ГАСИТЕЛЕЙ КОЛЕБАНИЙ

Alexander Vasiliyevich Smolyaninov, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,  
Oleg Vyacheslavovich Cherepov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### A method for predicting wear of friction shock absorber components

#### Аннотация

К основным отличиям новых вагонов относятся повышенная грузоподъемность, снижение расходов на ремонт и эксплуатацию, увеличение максимальной скорости движения и межремонтных интервалов работы подвижного состава. Обладание вагоном признаками инновационности подтверждается расчетами, выполненными по методике ВНИИЖТ. Однако износ деталей гасителя колебаний — важнейший параметр, определяющий межремонтные сроки, объем ремонта и динамические качества вагона, требует более детального и достоверного научного обоснования.

Оценка износа деталей гасителя колебаний (фрикционный клин, надрессорная балка) производится двумя способами — путем их непосредственного обследования в эксплуатации (при этом износ оценивается изменением линейных размеров, т. е. в мм за срок эксплуатации) и по результатам стендовых испытаний моделей гасителя колебаний или испытаниям образцов на машинах трения (в данном случае износ оценивается массой изношенного материала).

Предлагаемая методика прогнозирования износа деталей фрикционных гасителей колебаний реализует модель трения Арчарда, учитывает переменность нагрузок, действующих на рабочих поверхностях, для которых разработана методика определения пути трения при различных условиях движения.

Разработанная методика позволяет на стадии проектирования ходовых частей вагона оценивать их межсервисный интервал.

**Ключевые слова:** инновационный вагон, гаситель колебаний, модель трения, контактное давление, путь трения.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-44-47

#### Summary

Main specific features of the new cars include increased capacity, reduced maintenance and repair costs, increased maximum speed of operation and overhaul intervals of rolling stock. A rail car can be classified as innovative through calculations performed using VNIIZhT method. However, the wear of shock absorber is the most important parameter that determines overhaul life, scope of repairs and dynamic qualities of the car, and requires a more detailed and reliable scientific evidence.

Evaluation of wear of shock absorber components (friction bracket, friction wedge, bolster) is carried out in two ways — through direct examination during operation (the wear is estimated by difference in linear dimensions, i. e. in mm for the period of operation) and the results of bench testing of shock absorber models or testing of models on friction machines (in this case, the wear is estimated by weight of the worn material).

The proposed method for predicting wear of friction shock absorber components is based on Archard friction model and takes into account the variability of loads acting on working surfaces, for which a method has been developed to measure friction path under different operation conditions.

The developed method allows to assess maintenance interval of car undercarriage at the design stage.

**Keywords:** innovative car, shock absorber, friction model, contact pressure, slip distance.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-44-47

**Н**ачиная с 2012 г. одной из мер стимулирования владельцев подвижного состава к обновлению парка вагонами нового поколения выступает скидка с тарифа за перевозку, предоставляемая для инновационных вагонов. Основные отличия новых вагонов — повышенная грузоподъемность, снижение расходов на ремонт и эксплуатацию, увеличение максимальной скорости движения, увеличение межремонтных интервалов работы подвижного состава до 4 лет (500 тыс. км пробега). С 2013 г. по настоящее время Федеральная служба по тарифам предоставила скидку на пять моделей вагонов Тихвинского вагоностроительного завода и на две модели Уралвагонзавода. Размер скидки находится в пределах от 6 до 30% от тарифа РЖД в зависимости от дальности перевозки. Однако следует помнить о том, что тарифная ставка не главное преимущество таких вагонов, они выигрывают за счет большей грузоподъемности и увеличенного межсервисного интервала.

Параметры, по которым создаваемый вагон может быть отнесен к инновационному, определяются конструктивным исполнением его узлов и деталей (грузоподъемность, скорость движения и др.), проверяются и подтверждаются проведением динамических и ходовых испытаний (показатели оценки хода вагона) и длительных (не менее заявляемых межремонтных интервалов) эксплуатационных испытаний, позволяющих подтвердить срок эксплуатации вагона до первого деповского ремонта. Методика ВНИИЖТ, которая позволяет оценить экономический эффект, возникающий при массовом внедрении инновационных вагонов, для владельца инфраструктуры не предусматривает таких испытаний. Кроме научно обоснованного прогноза ресурса колесных пар [1], износовая оценка остальных узлов производится посредством визуального сравнения [2] или по прогнозным расчетам. Например, с февраля 2012 г. на замкнутом маршруте между станциями Челутай Восточно-Сибирской железной дороги и Ванино Дальневосточной железной дороги проходят подконтрольную эксплуатацию полувагоны модели 12-9853 с нагрузкой 25 тс, изготовленные ЗАО «Тихвинский вагоностроительный завод». Резуль-

тат осмотра показал, что износы основных трущихся деталей, а именно колпака скользунга, фрикционных планок, фрикционных клиньев, адаптера и клинового кармана надрессорной балки, не превысили допустимых значений. По предварительному прогнозу износы деталей могут достичь допустимых значений при пробеге не менее 500 тыс. км [3]. Поэтому не менее важной является разработка методики прогнозирования износов остальных триботехнических узлов тележки, таких как боковая рама — букса (адаптер), фрикционный гаситель колебаний, пятник — под пятник, боковые опоры непрерывного контакта.

Все тележки грузовых вагонов оборудуются фрикционными гасителями колебаний, которые создают диссипативные силы, необходимые для рассеивания энергии собственных колебаний и ограничения амплитуд колебаний вагона или его частей. Нормальная работа гасителей колебаний обеспечивает требуемый уровень коэффициентов вертикальной и горизонтальной динамики и устойчивость вагона на рельсовой колее [4]. В противном случае уменьшение коэффициента относительного трения гасителя колебаний на 30–35 % приводит к увеличению на 13–15 % вертикальных динамических сил при движении по пути удовлетворительного состояния [5, 6].

Изменение основного параметра гасителя колебаний — коэффициента относительного трения — происходит из-за износа его рабочих поверхностей, приводящего также к изменению геометрии самих поверхностей и, как следствие, внешних и внутренних сил.

До сегодняшнего времени износ деталей гасителя колебаний (фрикционной планки, фрикционного клина, надрессорной балки) оценивается двумя способами:

путем их непосредственного обследования в эксплуатации (в мм за срок эксплуатации) [7, 8];

по результатам стендовых испытаний моделей гасителя колебаний или по испытаниям образцов на машинах трения, в этом случае оценка износа производится по массе изношенного материала [8, 9].

Цель настоящей работы — разработка методики прогнозирования износа деталей фрикционных гасителей колебаний и последующая ее конвертация в программной среде «Универсальный механизм».

**Модель трения.** Согласно [10], на основании усталостной природы износа известно, что разрушение отдельных участков поверхностей трения и отделение материала в виде продуктов износа происходят вследствие многократного взаимодействия выступов шероховатых поверхностей трения. В зависимости от глубины внедрения и состояния поверхностей возникают пять видов нарушения фрикционных связей — упругое и пластическое отеснение материала, срез внедрившегося материала, схватывание пленок, покрывающих поверхности твердых тел и их разрушения, схватывание поверхностей, сопровождающееся глубинным вырыванием материала. На износ влияют величина нагрузки, физико-механические свойства пар трения, скорость скольжения, температура и окисление контактирующих поверхностей фрикционных пар.

Математическое моделирование износа контактирующих поверхностей производится на основе модели Арчарда [11]. Арчард исходит из следующего: при скольжении цилиндриче-

ского образца по образующей цилиндра на пути в 1 см происходит взаимодействие некоторого количества контактов полусферической формы радиуса  $a$ . Изнашиваемый объем будет пропорционален  $a^3$  и происходит на пути, пропорциональном  $a$ . В таком случае износ одного контакта будет пропорционален  $a^2$ . Общее количество контактов стремится к фактической площади, поэтому износ на единице пути для всех контактов (площади взаимодействия) будет пропорционален общей нагрузке, деленной на твердость:

$$W = k \frac{P}{3\sigma_B}, \quad (1)$$

где  $k$  — коэффициент износа, изменяется в пределах от  $10^{-2}$  до  $10^{-7}$ .

Связь между твердостью по Бринеллю и пределом прочности выражается зависимостью  $\sigma_B = \frac{10HB}{3} [MPa]$ .

Количество изношенного вещества  $V$  за весь путь скольжения  $l$  вычисляется как

$$V = W \cdot l = k \frac{P \cdot l}{H} = k_v \cdot A, \quad (2)$$

где  $k_v = \frac{k}{H}$  — коэффициент объемного износа,  $m^3/\text{Дж}$ ;

$A$  — работа сил трения, Дж.

Зависимость (1) выражает не равенство, а пропорциональность, т.е. является эмпирической. Так, в системе инженерного анализа ANSYS (версия 15) встроенная модель износа использует модель Арчарда в виде

$$W = k \frac{P^m v^n}{H}, \quad (3)$$

где  $k$  — коэффициент износа;

$P$  — контактное давление, Па;

$v$  — скорость относительного скольжения, м/с;

$m$  и  $n$  — показатели давления и скорости;

$H$  — твердость материала.

В программном комплексе «Универсальный механизм» при прогнозировании износа профилей колес предлагаются четыре модели: модель Арчарда вида (2); модель Шпехта, использующая линейную зависимость вида (2), но предполагающая, что существуют две зоны — умеренного и интенсивного износа; модель ВНИИЖТ-1, в которой вместо твердости материала применяется полный крип, и модель с учетом пластики, переходящая при малых значениях критического давления в модель ВНИИЖТ-1.

Все перечисленные модели включают коэффициент износа. Его выбор представляет сложную задачу, и желательно, чтобы для каждого эксперимента коэффициент выбирался отдельно — исходя из свойств материалов, условий контактирования и т.д. Экспериментально установлено, что величина коэффициента массового износа ( $k_m = k_v P_m$ , где  $P_m$  — плотность

материала) для задачи контакта колеса и рельса находится в пределах от  $10^{-4}$  до  $10^{-2}$  мг/Дж. Некоторые источники приводят следующие данные: по результатам испытаний колесной пары на катковом стенде  $k_m = 1,7 \cdot 10^{-3}$  мг/Дж, по результатам натурных испытаний  $k_m = (1,8-2,4) \cdot 10^{-3}$  мг/Дж.

Таким образом, очевидно различие подходов к реализации моделей износа в разрабатываемых методиках и их весьма значительная эмпиричность. Из этого следует необходимость проведения конкретных натурных испытаний для выбора модели износа и ее верификации по результатам экспериментов.

**Контактное давление.** Многочисленные исследования работы клинового гасителя колебаний свидетельствуют о том, что в силу конструктивных особенностей фрикционный клин наряду с основными перемещениями в вертикальной и горизонтальной плоскостях совершает поворот относительно своей горизонтальной оси, проходящей через центр трения  $O$  (рис. 1).

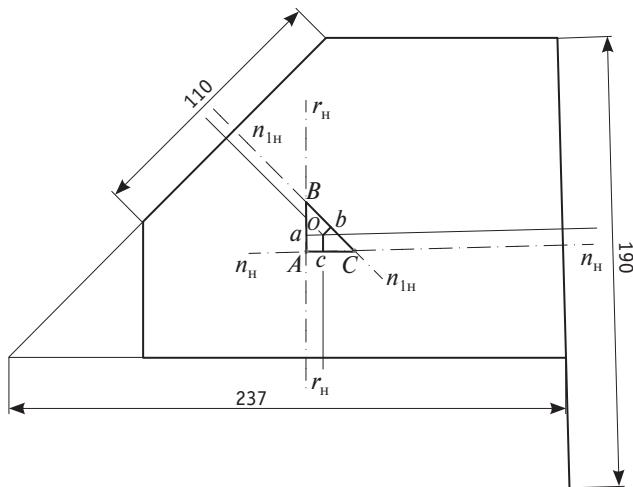


Рис. 1. Схема определения центра поворота клина

В статическом положении фрикционный клин не находится в состоянии равновесия, так как линии действия нормальных давлений  $N_h$  (нормаль  $n_h - n_h$ ),  $N_{1H}$  (нормаль  $n_{1H} - n_{1H}$ ) и упругой силы подклиновой пружины  $P_h$  (нормаль  $r_h - r_h$ ) не пересекаются в одной точке, а образуют треугольник  $ABC$ .

Если принять за центр вращения центр тяжести треугольника  $O$ , возникнут плечи  $l_{oa}$ ,  $l_{ob}$ ,  $l_{oc}$  и соответствующие им крутящие моменты сил, стремящиеся повернуть клин по часовой стрелке,  $M_k = N_h \cdot l_{oc} + N_{1H} \cdot l_{ob} + P_h \cdot l_{oa}$ . Для фрикционного гасителя колебаний тележки 18-100М, имеющего чугунные клинья с коэффициентом трения 0,15, величина статического момента составляет порядка 630 Нм.

В таком случае давление, действующее на рабочих поверхностях фрикционного клина, будет иметь неравномерный характер, при этом его большая величина будет смещена в сторону центра поворота (рис. 2).

При движении клина возникают силы трения  $F_h$  и  $F_{1H}$  (в данном случае — движение вниз), которые создают моменты сил трения относительно точки  $O$ , стремящихся повернуть клин по часовой стрелке, т.е.  $F_h \cdot h_h + F_{1H} \cdot h_{1H}$ . В результате происходит перераспределение нормальных давлений на трущихся

поверхностях клина и смещение точек приложения равнодействующих нормальных давлений и центра трения клина в сторону больших величин нормальных давлений  $N_h^I$ ,  $N_{1H}^I$  с образованием их плеч  $l_h$  и  $l_{1H}$ . В данный момент времени возникает мгновенное уравновешивание моментов сил трения и нормальных давлений, т.е. клин находится в равновесии:

$$F_h h_h + F_{1H} \cdot h_{1H} = N_h \cdot (l_{oc} + l_h) + N_{1H} \cdot (l_{ob} + l_{1H}) + P_h \cdot l_{oa}. \quad (4)$$

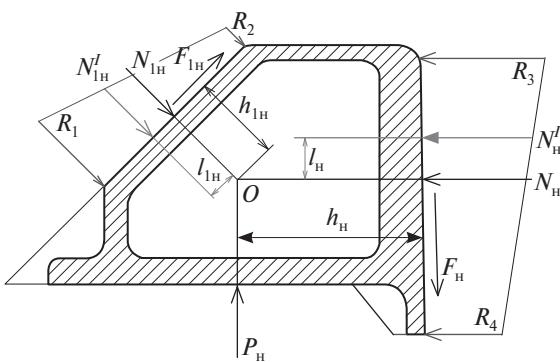


Рис. 2. Схема действия сил

Выражение (4) позволяет вычислять мгновенные плечи нормальных сил на рабочих поверхностях фрикционного клина (см. рис. 2).

Действие нормальных давлений  $N_h^I$ ,  $N_{1H}^I$  заменяется равнодействующим действием реакций  $R_1$ ,  $R_2$  и  $R_3$ ,  $R_4$ . Знание этих сил позволяет определить контактные давления  $P_h$  и  $P_{1H}$  в точках рабочих поверхностей ( $l_1 = 110$  мм,  $l_2 = 190$  мм):

$$P_{1H} = \frac{2[(l_1 - x_I) \cdot R_1 + x_I \cdot R_2]}{n \cdot m \cdot l_1};$$

$$P_h = \frac{2[(l_2 - x_I) \cdot R_3 + x_I \cdot R_4]}{n \cdot m \cdot l_2},$$

где  $x_I$  — расстояние от  $R_1$  или  $R_3$  до рассматриваемой точки контакта, соответствующей поверхности трения;

$n$  — число точек по продольной линии контакта;

$m$  — число линий контакта.

**Путь трения.** В процессе движения вагона клин гасителя колебаний совершает возвратно-поступательное движение относительно статического положения в вертикальном и горизонтальном направлениях под действием соответствующих динамических сил. Суммарный путь трения зависит от многих факторов, в том числе от величины загрузки вагона, условий его движения — скорости и профиля пути (прямая, кривые, S-образные кривые, стрелочные переводы и др.).

Путь трения, совершенный гасителем колебаний для каждого условия движения вагона  $I$ , может быть вычислен как

$$S_I = (S_b \cdot f_b + S_g \cdot f_g) \frac{L_I}{V_I},$$

где  $S_v, S_r$  — путь трения фрикционного клина за один период колебания в вертикальном и горизонтальном направлениях, м;  $f_v, f_r$  — частота колебаний по соответствующим направлениям, Гц;

$L_i$  — путь, пройденный вагоном при данных условиях движения, м;

$V_i$  — скорость движения вагона, м/с.

Общий путь трения фрикционной поверхности вычисляется суммированием путей, пройденных при определенных условиях движения.

При моделировании пути трения необходимо учитывать следующее. В горизонтальном поперечном направлении амплитуда перемещений конструктивно ограничена наличием упоров и не превышает 18 мм. Результатами обследования деталей гасителя колебаний установлено, что фрикционные планки по поверхности изнашиваются неравномерно. В процессе износа на планке образуется углубление, окруженное с трех сторон буртиками. На некоторых планках четко видны следы износов при порожнем и нагруженном состоянии вагона. При колебаниях вагонов на рессорах буртики ограничивают перемещение клиньев и нарушают работу гасителей колебаний.

## Литература

- Универсальный механизм 6.0. Износ профилей колес и рельсов : рук. пользователя [Электронный ресурс]. URL: [http://www.um.rssi.ru/download/60/rus/16\\_um\\_wheel\\_wear.pdf](http://www.um.rssi.ru/download/60/rus/16_um_wheel_wear.pdf) (дата обращения: 20.10.2015).
- Ушаков В. Ф., Лашко А. Д., Мокрий Т. Ф. Модернизация тележек грузовых вагонов как вариант обновления ходовых частей грузового подвижного состава // Вестник ВНИИЖТ. 2013. № 5. С. 8–15. ISSN 2223–9731.
- Вагоны нового поколения: безопасно и экономично // РЖД-партнер. 2012. № 22 (242). С. 60–61.
- Павлюков А. Э., Черепов О. В. Оценка влияния величин износа основных узлов грузовых вагонов на безопасность движения // Транспорт Урала. 2013. № 2 (37). С. 20–27. ISSN 1815–9400.
- Левин А. Б., Павлюков А. Э., Смольянинов А. В. Оценка демпфирующих свойств буксового подвешивания многоосных тележек грузовых вагонов // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 27–32. ISSN 1815–9400.
- Левин А. Б., Смольянинов А. В., Павлюков А. Э. Проектирование билинейного рессорного подвешивания тележек грузовых вагонов // Транспорт Урала. 2015. № 1 (44). С. 57–61. ISSN 1815–9400.
- Сенаторов С. А., Смольянинов А. В., Соколов А. В. Исследование износа пар трения гасителей колебаний тележки ЦНИИ-Х3-0 в эксплуатации // Динамика и надежность грузовых вагонов : Тр. УЭМИИТа. 1977. Вып. 50. С. 3–10.
- Сухов А. В., Борщ Б. В., Габец А. В. Оценка фрикционных свойств в парах трения клинового гасителя колебаний тележки грузового вагона // Вестник ВНИИЖТ. 2015. № 2. С. 32–37. ISSN 2223–9731.
- Камаев О. Б. Сравнительные испытания на износ фрикционных пар амортизаторов тележки ЦНИИ-Х3-0 из различных марок сталей / С. А. Сенаторов, А. В. Смольянинов, А. Р. Вишневский и др. // Динамика и надежность грузовых вагонов : Тр. УЭМИИТа. 1977. Вып. 50. С. 11–19.
- Крагельский И. В. Трение и износ. М. : Машиностроение, 1968. 480 с.
- Archard J. F. and Hirst W. The Wear of Metals under Unlubricated Conditions. Proc.R.Soc. 1956. No. 1206. Vol. 236. P. 397–410.
- Дальнейшее увеличение грузоподъемности восьмиосных вагонов / Б. С. Евстафьев, В. Д. Хусидов, В. Н. Филиппов и др. // Железнодорожный транспорт. 1972. № 9. С. 36–41.

По многочисленным данным испытаний грузовых вагонов при скоростях движения от 30 до 90 км/ч деформации рессорных комплектов пружин составляют 2–4 мм, при скоростях движения до 120 км/ч прогибы достигают 6–12 мм.

С другой стороны, уровень коэффициентов вертикальной динамики по обressоренным частям тележки, согласно результатам поездок на магистральных участках, находится в диапазоне 0,22–0,665 при скоростях движения 40–120 км/ч [12]. Это означает, что при статическом прогибе рессорных комплектов в груженом состоянии, равном 50 мм, динамический прогиб должен составлять ±(15–33) мм. При этом частота колебаний груженого вагона в процессе его эксплуатации колеблется от 2 до 5 Гц, что также отличается от расчетных значений.

## ВЫВОДЫ

1. Предложена методика прогнозирования износа деталей фрикционных гасителей колебаний, позволяющая на стадии проектирования ходовых частей вагона оценить их межсервисный интервал.

2. Верификация модели износа должна осуществляться по результатам натурных эксплуатационных испытаний.

## References

- Universalniy mekhanizm 6.0. Iznos profiley koles i relsov : ruk. polzovatelya [Universal Mechanism 6.0. Worn of wheel and rail profiles : user manual]. [Electronic resource]. URL: [http://www.um.rssi.ru/download/60/rus/16\\_um\\_wheel\\_wear.pdf](http://www.um.rssi.ru/download/60/rus/16_um_wheel_wear.pdf) (date accessed: 20.10.2015).
- Ushakov V. F., Lashko A. D., Mokryi T. F. Modernizatsiya telezhek gruzovykh vagonov kak variant obnovleniya khodovykh chastej gruzovogo podvizhnogo sostava [Modernization of freight car bogies as the way to upgrade freight car undercarriages] // Vestnik VNIIZHt. 2013. № 5. P. 8–15. ISSN 2223-9731.
- Vagony novogo pokoleniya: bezopasno i ekonomichno [New generation cars: safe and cost-efficient] // RZhD-partner. 2012. № 22 (242). P. 60–61.
- Pavlyukov A. E., Cherepov O. V. Otsenka vliyanija velichin iznosa osnovnykh uzlov gruzovykh vagonov na bezopasnost dvizheniya [Assessment of wear rate impact of freight cars' major units on traffic safety] // Transport of the Urals. 2013. № 2 (37). P. 20–27. ISSN 1815-9400.
- Levin A. B., Pavlyukov A. E., Smolyaninov A. V. Otsenka dempfiruyushchikh svoystv buksovogo podveshivaniya mnogoosnykh telezhek vagonov [Evaluation of damping properties of axle-box suspension in multi-axial freight car bogies] // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 27–32. ISSN 1815-9400.
- Levin A. B., Smolyaninov A. V., Pavlyukov A. E. Proektirovanie bilineynogo resornogo podveshivaniya telezhek gruzovykh vagonov [Design of bilinear spring suspension of freight car bogies] // Transport of the Urals. 2015. № 1 (44). P. 57–61. ISSN 1815-9400.
- Senatorov S. A., Smolyaninov A. V., Sokolov A. V. Issledovanie iznosa par treniya gasiteley kolebaniy telezhki TsNII-Kh3-0 v ekspluatatsii [Study of wear of friction pairs of shock absorbers during operation of CNII-X3-0 bogey] // Dinamika i nadezhnost gruzovykh vagonov : Tr. UEMIITa. 1977. Vyp. 50. P. 3–10.
- Sukhov A. V., Borsch B. V., Gabets A. V. Otsenka friktsionnykh svoystv v parakh treniya klinovogo gasitelya kolebaniy telezhki gruzovogo vagona [Evaluation of friction properties in friction parts of wedge shock absorber of a freight car bogie] // Vestnik VNIIZHt. 2015. № 2. P. 32–37. ISSN 2223-9731.
- Kamaev O. B. Srovnitelnye issledovaniya na iznos friktsionnykh par amortizatorov telezhki TsNII-Kh3-0 iz razlichnykh marok staley [Comparative wear testing of the friction pairs of CNII-X3-0 bogey shock absorbers made of different steel grades] / S. A. Senatorov, A. V. Smolyaninov, A. R. Vishnevskiy i dr. // Dinamika i nadezhnost gruzovykh vagonov : Tr. UEMIITa. 1977. Vyp. 50. P. 11–19.
- Kragelskiy I. V. Trenie i iznos [Friction and wear]. M. : Mashinostroenie, 1968. 480 p.
- Archard J. F. and Hirst W. The Wear of Metals under Unlubricated Conditions. Proc.R.Soc. 1956. No. 1206. Vol. 236. P. 397–410.
- Dalneyshee uvelichenie gruzopodyemnosti vosmiosnykh vagonov [Further increase in load capacity of sixteen-wheel cars] / B. S. Evstafyev, V. D. Khusidov, V. N. Filippov i dr. // Zheleznodorozhniy transport. 1972. № 9. P. 36–41.

УДК 629.463.122

Василий Федорович Лапшин, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург, Андрей Викторович Намятов, аспирант УрГУПС, инженер-конструктор ООО «Уральское конструкторское бюро вагоностроения», Нижний Тагил, Николай Владимирович Буланов, доктор физико-математических наук, профессор кафедры «Физика и химия» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОТРЕБИТЕЛЬСКИХ СВОЙСТВ ВАГОНА-ТЕРМОСА ДЛЯ МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ ЗАГОТОВОК

Vasily Fedorovich Lapshin, DSc in Engineering, Professor, Department of Railway Cars, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Andrey Viktorovich Namyatov, graduate student, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Design Engineer, LLC Ural Railcar-Building Design Office, Nizhny Tagil, Nikolay Vladimirovich Bulanov, DSc in Physics and Mathematics, Professor, Department of Physics and Chemistry, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Defining consumer properties of heat insulated cars for steel billets

#### Аннотация

Вагон как транспортное средство должен удовлетворять ряду требований, в том числе по обеспечению безопасности движения, сохранности перевозимого груза, уровню эксплуатационных расходов на техническое обслуживание, ремонт и т.д. Эти условия представляют совокупность его потребительских качеств. Для вагонов-термосов, используемых как транспортное средство и склад на колесах, важным потребительским свойством является обеспечение заданной скорости охлаждения заготовок.

В статье рассмотрены методологические вопросы оценки потребительских качеств вагона, связанные с проверкой технологического эффекта отпуска заготовок, для обоснованного назначения параметров теплоизоляционных материалов. На основе уравнения теплового баланса определены закон изменения температуры заготовок в вагонах-термосах и время прогрева ограждений вагона. Даны предложения по совершенствованию тепловой изоляции рамы вагона.

**Ключевые слова:** вагон-термос, потребительское свойство, metallurgical заготовка, температура заготовки, тепловой поток, конвекция, теплопроводность, скорость охлаждения заготовок.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-48-53

#### Summary

A car as a transport must meet a number of requirements, including those relating to traffic safety, security of cargo, operating costs for maintenance, repair, etc. These conditions represent the totality of its consumer properties. An important consumer property of insulated cars used both as a transport and as a moving storage is the ability to maintain the specified billet cooling rate.

The article deals with methodological issues of assessment of railcar consumer properties related to verification of the effect of billet tempering to determine reasonable parameters of insulating materials. Using heat balance equation, the law of temperature change of billets in insulated cars and time for warming of car fencing has been defined. Proposals for improving thermal insulation of the car frame are given.

**Keywords:** insulated car, consumer properties, metallurgical billet, billet temperature, heat flux, convection, heat conduction, billet cooling rate.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-48-53

**С**остояние вопроса. Существующие нормы [1] определяют порядок оценки прочности, устойчивости, надежности, усталостной прочности, т.е. комплекса свойств, обусловленных взаимодействием вагонов в составе поезда и при маневровых работах, а также возникающих при движении и взаимодействии вагона с перевозимым грузами и др. Однако в процессе эксплуатации на вагон влияет большое количество нагрузок, которые в нормах [1] не регламентированы. Например, для полуваgонов, взаимодействующих с разгрузочным комплексом (вибромашиной), важна оценка не только статической, но и динамической нагруженности, отражающей их потребительские качества.

Кратко остановимся на постановке задачи, рассматриваемой в данной работе. На металлургических предприятиях производимые поковки подвергаются противофлокенной термообработке [2]. Существует несколько вариантов замедленного охлаждения поковок:

в колодцах под слоем песка (гравия, шлаковаты и т.д.);  
в термосах или колпаках [3].

Эти методы вполне действенны для достижения эффекта термообработки металлургических заготовок. Но в силу значительных транспортных проблем в цехах, особенно в первом случае, возникает необходимость поиска новых вариантов. В последнее время на металлургических предприятиях используют специализированные вагоны, которые участвуют в технологическом процессе создания продукции и обеспечивают транспортировку грузов с температурой до 1000 °C. Вагон-термос [4] состоит из платформы, на которой размещают заготовки, и колпака с термоизоляционными элементами,

выполненными из промышленного фетра. По технологии, применяемой на металлургических заводах, после укладки горячих заготовок на платформу устанавливают колпак. Вагоны выкатывают за пределы цеха, где они находятся около 20–24 ч. В результате температура заготовок снижается до 300° — происходит отпуск металла. После этого заготовки подвергают дальнейшей обработке в соответствии с технологическим маршрутом.

Особое внимание при проектировании таких специализированных вагонов уделяют оценке их взаимодействия с перевозимым грузом, в частности с горячими металлургическими заготовками. В [5] разработана конечно-элементная модель термонагруженности вагона-термоса, позволяющая определить не только прочность несущих элементов его конструкции, но и влияние высоких температур перевозимого груза на общее напряженное состояние конструкции. Однако, как следует из постановки задачи, ее решение связано с проектированием вагона как конструкции, обеспечивающей не только безопасность движения, сохранность груза, но и, что самое главное, технологический эффект в производственной цепочке предприятия. Для вагонов, используемых одновременно как транспортное средство и склад на колесах, обеспечение заданной скорости охлаждения заготовок является важным потребительским свойством.

Таким образом, изучение процесса охлаждения металлургических заготовок и воздействия температурных нагрузок на конструкцию вагона-термоса представляет практический интерес, требует анализа тепловых потоков и проверки технологического эффекта отпуска заготовок для обоснованного назначения параметров теплоизоляционных материалов. В конечном счете это определяет конструкцию вагона-термоса при проектировании.

**Определение зависимости изменения температуры заготовок от времени.** В работе [3] рассматривается теплотехническая проблема охлаждения заготовок в стационарных теплоизолированных коробах, которые применяют на металлургических предприятиях вместо технологии замедленного охлаждения поковок в колодцах под слоем песка. Отличие нашего случая состоит в дополнительных потерях тепла через ограждения рамы вагона с термоизолирующей подсыпкой из шамотного кирпича. Еще одно отличие заключается в том, что вагон-термос как транспортная единица в течение суток может находиться в разных климатических условиях:

внутри цехов при положительных температурах окружающего воздуха;

за пределами цехов, где температура окружающей среды в зимнее время может опускаться до –30 °С.

При термической обработке стальных заготовок решающую роль играют скорость их охлаждения  $dT/dt$  и время пребывания в заданном интервале температур. После размещения горячих заготовок на опорных балках вагона-термоса и установки колпака начинается процесс теплообмена. Охлаждение происходит за счет свободной конвекции от поверхности заготовок к воздуху, находящемуся в вагоне-термосе, и теплопроводности через опорные балки (рис. 1).

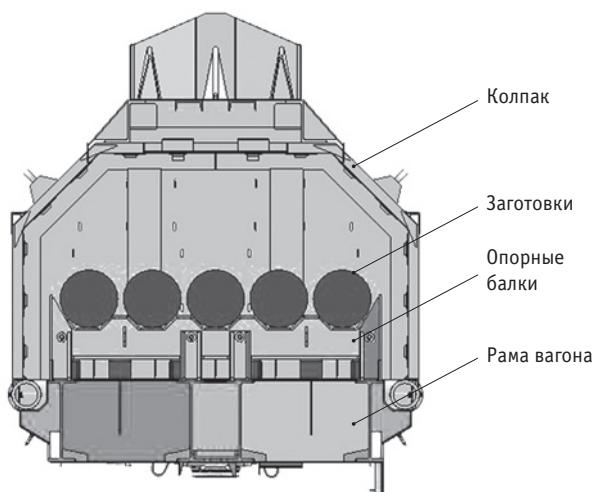


Рис. 1. Размещение metallургических заготовок в вагоне-термосе

В этом случае уравнение теплового баланса может быть записано в виде

$$c_p M \frac{dT}{d\tau} = \frac{T - T_{\text{в}}}{R_0} S_o + \alpha_1 (T - T_{\text{т}})(S - S_o). \quad (1)$$

Левая часть уравнения (1) соответствует энергии, которая высвобождается в единицу времени при охлаждении заготовок, помещенных в вагон-термос. В правой части уравнения (1) первый член выражает поток тепла через опорные балки, на которые укладываются заготовки, а второй член — конвективный поток тепла от свободной поверхности заготовок.

В уравнении (1) приняты следующие обозначения:  $c_p$  — теплоемкость материала заготовок;  $M$  — общая масса заготовок;  $T$  — температура заготовок (в каждый момент времени считается одинаковой и по их сечениям, и при переходе от одной заготовки к другой);  $\tau$  — время, отсчитываемое от момента загрузки заготовок в вагон-термос;  $T_{\text{в}}$  и  $T_{\text{т}}$  — температура воздуха окружающей среды и воздуха внутри вагона-термоса соответственно;  $R_0$  — термическое сопротивление опорных балок;  $S_o$  — поверхность соприкосновения всех опор со всеми заготовками;  $S$  — общая поверхность всех заготовок;  $\alpha_1$  — коэффициент теплоотдачи от заготовок к воздуху, находящемуся в вагоне-термосе.

Отметим, что тепловой поток  $c_p M \frac{dT}{d\tau}$ , отдаваемый заготовками, попадает в окружающее пространство двумя путями. Одна его часть идет сначала к воздуху внутри вагона, а затем через стенки колпака и через пол платформы (за исключением площади опорных балок  $S_o$ ) в окружающую среду. Вторая часть теплового потока поступает в окружающее пространство через опорные балки и их тепловую изоляцию.

Математически это можно записать следующим образом:

$$\alpha_1 (T - T_{\text{т}})(S - S_o) = \frac{(T_{\text{т}} - T_{\text{в}})}{R_{\text{т}}} S_{\text{т}} + \frac{(T_{\text{т}} - T_{\text{в}})}{R_{\text{п}}} (S_{\text{п}} - S_o), \quad (2)$$

где  $R_r, R_n$  — термическое сопротивление колпака и рамы платформы соответственно.

Опустив преобразования соотношений (1), (2) и промежуточные вычисления, приведем уравнение для скорости охлаждения заготовок:

$$c_p M \frac{dT}{d\tau} = a \cdot (T - T_b), \quad (3)$$

где  $a$  — коэффициент, характеризующий геометрию и теплофизические свойства материала заготовок и конструкции вагона.

Решение такого уравнения имеет вид

$$\ln \frac{T - T_b}{T_0 - T_b} = - \frac{a}{c_p M} \tau, \quad (4)$$

где  $T_0$  — начальная температура metallurgических заготовок при загрузке в вагон-термос.

Далее, введя обозначение  $\tau_0 = \frac{c_p M}{a}$  (размерность времени), получим решение уравнения (4) в следующем виде:

$$T = (T_0 - T_b) \exp(-\tau / \tau_0) + T_b. \quad (5)$$

Как уже было отмечено, как только заготовки уложены на платформу и закрыты колпаком, температура воздуха в вагоне быстро поднимается от начальной, равной температуре окружающего воздуха  $T_b$  до некоторой температуры  $T_{t0}$ , которая устанавливается внутри вагона после прогрева его конструкции. Далее горячий воздух продолжает прогревать конструкцию вагона. Можно предположить, что полученное решение (5) будет справедливо, когда прогреются все конструкции вагона. В течение времени  $\tau_{прогр}$  прогреваются тепловая изоляция и металлические конструкции ограждения. Затем температура воздуха станет понижаться, будут охлаждаться остальные конструкции вагона. Можно приближенно считать, что средняя температура воздуха в вагоне за время его прогрева равна  $0,5(T_b + T_{t0})$ . Подчеркнем, что это допущение может быть принято для ориентировочных расчетов при проектировании вагонов, перевозящих горячие грузы. Оно обусловлено тем, что время прогрева конструкции вагона намного меньше времени выдержки metallurgических заготовок в термосе.

Тогда можно записать

$$\alpha_1(S - S_o) \left[ T_0 - \left( \frac{T_b + T_{t0}}{2} \right) \right] \tau_{прогр} = c_p M (T_0 - T_{t0}), \quad (6)$$

где  $T_{t0}$  — температура воздуха внутри вагона после прогрева.

Отметим, что левая часть уравнения (6) характеризует тепло, отданное заготовками окружающему воздуху за счет конвективного теплообмена в течение искомого времени прогрева  $\tau_{прогр}$ . Правая часть выражает величину тепловой энергии, которую снизилась общая энергия заготовок при их охлаждении до температуры  $T_{t0}$ .

Из уравнения (6) можно получить  $\tau_{прогр}$ :

$$\tau_{прогр} = \frac{c_p M (T_0 - T_{t0})}{\alpha_1 (S - S_o) [T_0 - 0,5(T_b + T_{t0})]}. \quad (7)$$

Для определения температуры  $T_{t0}$  в выражении (7) составим уравнение теплового баланса  $Q_1 = Q_2$ , представляющее собой равенство теплоты  $Q_1 = c_p M (T_0 - T_{t0})$ , которая отнимается от заготовок, и теплоты  $Q_2$ , составляющей сумму четырех слагаемых:

теплоты, требуемой на нагрев воздуха в вагоне,

$$c_p^B \rho^B V^B (T_{t0} - T_b);$$

теплоты, требуемой на нагрев кирпича пола вагона,

$$c_p^K M^K (T_{t0} - T_b);$$

теплоты, требуемой на нагрев изоляции колпака,

$$c_p^\Phi M^\Phi (T_{t0} - T_b);$$

теплоты, требуемой на нагрев металлических конструкций вагона (колпака и рамы),  $c_p^M M_r \delta T_t + c_p^M M_n \delta T_n$ .

Из уравнения теплового баланса получим выражение для температуры воздуха внутри вагона-термоса после прогрева:

$$T_{t0} = \frac{c_p M T_0 + (c_p^B \rho^B V^B + c_p^K M^K + c_p^\Phi M^\Phi) T_b - c_p^M (M_r \delta T_t + M_n \delta T_n)}{c_p M + c_p^B \rho^B V^B + c_p^K M^K + c_p^\Phi M^\Phi}, \quad (8)$$

где  $c_p^B, \rho^B, V^B$  — теплоемкость, плотность и объем воздуха в вагоне-термосе;

$c_p^K, M^K$  — теплоемкость и масса футеровочного кирпича;

$c_p^\Phi, M^\Phi$  — теплоемкость и масса фетра;

$c_p^M, M_r, M_n$  — теплоемкость и масса металлических конструкций колпака и платформы вагона-термоса соответственно;

$\delta T_t, \delta T_n$  — разность температур между наружным воздухом и внутренними поверхностями колпака и платформы вагона-термоса соответственно.

В заключение для оценочных расчетов времени прогрева стенок и пола вагона перед их дальнейшим стационарным охлаждением определим температуру наружных поверхностей металлических конструкций колпака  $T_t$  и рамы вагона  $T_n$ .

Учитывая, что тепловой поток через  $1 \text{ м}^2$  колпака определяется величиной  $q = (T_t - T_b)/R_r$ , который, в свою очередь, равен тепловому потоку, отходящему от внешней стенки колпака вагона за счет свободной конвекции  $\alpha_3 \delta T_t$ , запишем выражение для  $\delta T_t$ :

$$\delta T_t = \frac{T_t - T_b}{\alpha_3 R_r}, \quad (9)$$

где  $\alpha_3$  — коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности конструкции вагона к воздуху.



Аналогичным образом можно получить выражение для температуры наружной поверхности рамы платформы:

$$\delta T_{\text{п}} = \frac{T_{\text{т}} - T_{\text{в}}}{\alpha_3 R_{\text{п}}}. \quad (10)$$

Поскольку внешние поверхности колпака и платформы хорошие проводники тепла, то температуры металлических конструкций колпака  $T_{\text{k}}$  и платформы  $T_{\text{п}}$  можно считать равными температурам их поверхностей:

$$T_{\text{k}} = T_{\text{в}} + \delta T_{\text{k}}; \quad (11)$$

$$T_{\text{п}} = T_{\text{в}} + \delta T_{\text{п}}. \quad (12)$$

**Верификация математической модели** выполнена по экспериментальным данным, полученным одним из соавторов А.В. Намятым при обследовании технического состояния вагонов-термосов на Нижне-Тагильском металлургическом комбинате. Температура наружных поверхностей измерялась через 24–26 ч после установки слябов с регистрацией пирометром «Термоскоп-100» при температуре наружного воздуха +3–4 °C и относительной влажности 80% [5]. Результаты верификации приведены в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение расчетных и экспериментальных данных теплового состояния поверхности элементов вагона, °C

Элемент конструкции вагона	Расчет	Эксперимент			
		Вагон 1	Вагон 2	Вагон 3	Вагон 4
Колпак	46	20	40	72	23
Настил пола	78	103	101	129	114

Относительно большие расхождения в значениях температур по настилу пола платформы (до 39%) объясняются многообразием факторов, влияющих на конечный результат. В частности:

в реальном вагоне поверхности опорных балок колпака имеют начальные прогибы, в то время как в расчетах принят идеальный контакт между опорными поверхностями колпака и рамы;

толщина шамотной подсыпки и футеровки из-за изменений, происходящих в процессе эксплуатации, может отличаться от расчетной величины;

различие реальных и используемых значений коэффициентов теплопроводности шамотной подсыпки и фетровой теплоизоляции и др.

Тем не менее, несмотря на возможные отклонения реальной конструкции и ее параметров от модели, расчеты отражают качественную картину процессов, происходящих при замедленном охлаждении металлургических заготовок в вагоне-термосе. Среднее значение погрешности составляет от 15% (колпак) до 33% (настил пола). Отметим, что оценка достоверности проводилась расчетом температуры на поверхностях пола и колпака для исходных данных, представленных в табл. 2 [6–8].

**Решение практических задач.** Рассмотрим ряд практических приложений разработанной математической модели. Подчеркнем, что область ее применения не ограничивается стадией проектирования вагона.

Задача 1 — оценка эффективности теплоизоляции исходя из обеспечения технологического эффекта в различных температурных условиях (на примере пола вагона). Как уже было сказано, вагон-термос после загрузки выкатывается за пределы цеха, где температура окружающего воздуха в зависимости от времени года может изменяться от +30 до –30 °C. В расчетах рассмотрен вариант конструкции вагона-термоса с теплоизоляцией пола из шамотного кирпича толщиной 150 мм. Критерием оценки эффективности принята температура металлургических заготовок через 24 ч после их укладки в вагон-термос. Остальные исходные данные, используемые в расчетах, приведены в табл. 2 [6–8].

Таблица 2

#### Свойства и размеры металлургических заготовок и вагона-термоса

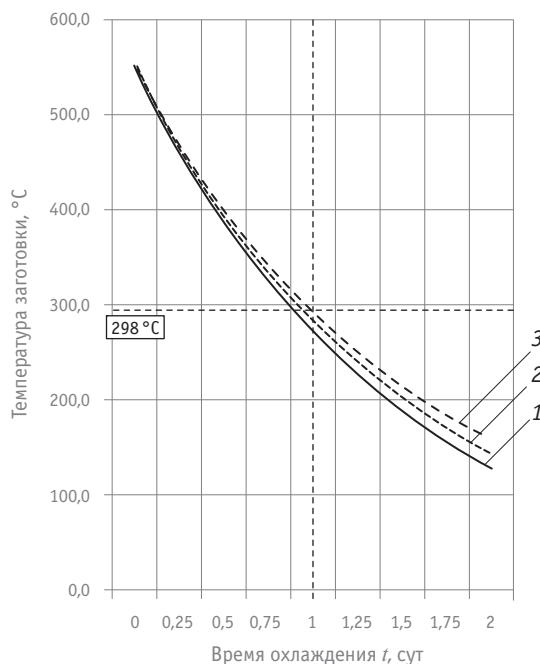
Параметр	Значение
<b>Колпак</b>	
Масса колпака (без теплоизоляции), кг	14 715
Площадь всех поверхностей колпака, м <sup>2</sup>	236
Площадь внутренних поверхностей, м <sup>2</sup>	90,2
<b>Теплоизоляция колпака (фетр МКРФ-100 ГОСТ 23619)</b>	
Масса, кг	600
Толщина, м	0,05
Теплоемкость при 100 °C, кДж/(кг·К)	1,038
Коэффициент теплопроводности при температуре 600 °C, не более, Вт/(м·К)	0,18
<b>Рама платформы</b>	
Масса рамы (без футеровки), кг	13 634
Площадь опор для заготовки (6 опор), м <sup>2</sup>	1,86
Площадь пола 3×13 м, м <sup>2</sup>	39
<b>Футеровка рамы платформы (шамотный кирпич)</b>	
Масса, кг	4500
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	1800
Высота насыпи, м	0,15
Коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К)	0,84+0,0006t
Теплоемкость при 200–1200 °C, кДж/(кг·К)	0,94–1,28
<b>Металлургические заготовки</b>	
Масса, кг	80 775
Начальная температура, °C	550
Диаметр заготовки, м	0,43
Длина заготовки, м	12,7
Теплоемкость материала заготовки (Сталь 20), Вт/(кг·К)	462 (523)
Поверхность одной заготовки, м <sup>2</sup>	16,51 (17,16)

В качестве примера на рис. 2 представлены графики изменения температуры заготовок в вагоне-термосе в зависимости от температуры окружающей среды в пределах от –20 до +20 °C. Расчетами установлено, что при положительных температурах окружающей среды (+20 °C в течение 24 ч) заготовки

охлаждаются до 298 °C. В зимний период расчетная температура заготовок в конце интервала времени равняется 277 °C.

Особого внимания заслуживает случай разрушения футеровочного слоя, которое в расчетах моделировалось путем уменьшения толщины. Так, при толщине теплоизоляции из шамотного кирпича, равной 100 мм, и положительных температурах окружающего воздуха температура заготовок приближается к 270 °C.

Таким образом, результаты расчетов показывают, что использование шамотного кирпича в качестве футеровочного слоя может привести, с одной стороны, к нарушению технологии металлургического производства, а с другой — к сохранности подвижного состава, в частности буксовых узлов, тормозных рукавов и др.



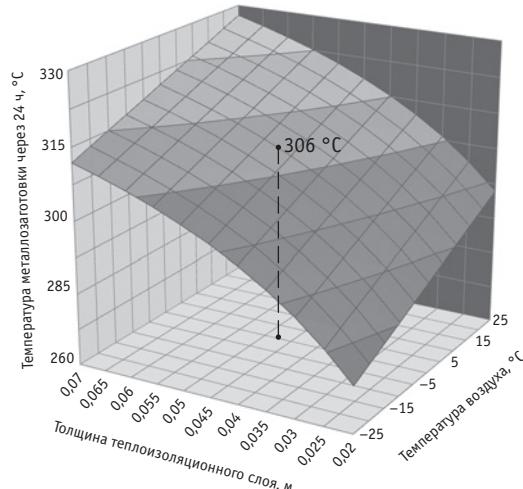
**Рис. 2. Графики охлаждения металлургических заготовок в зависимости от температуры окружающего воздуха (теплоизоляция пола — шамотный кирпич):**  
1 — -20 °C; 2 — 0 °C; 3 — +20 °C

Задача 2 — поиск новых вариантов теплоизоляции пола вагона. Используемый в качестве теплоизоляции рамы вагона-термоса слой шамотного кирпича со временем теряет свои свойства (разрушается). Это вызвано механическим воздействием на него при погрузочно-разгрузочных операциях на металлургическом предприятии, что в конечном счете приводит к необходимости периодической замены теплоизоляционного слоя. Кроме того, масса кирпича превышает 4500 кг, что составляет более 10 % массы тары вагона.

В качестве одного из вариантов совершенствования конструкции вагона-термоса рассмотрена замена теплоизоляционного слоя из шамотного кирпича на теплоизоляцию из промышленного фетра с перекрытием металлическим листом для защиты от механических повреждений. Преимущества данного

варианта очевидны: масса тары вагона снижается более чем на 2,5 т, из практики эксплуатации вагонов-термосов исключается необходимость периодической замены теплоизоляции пола. Однако наряду с этим ухудшается теплоизоляция опорных балок, непосредственно контактирующих с металлоконструкцией рамы вагона. Оставляя за пределами рассмотрения конструкторскую проработку указанного узла, определим закон изменения температуры заготовок в вагонах-термосах, используемых в технологическом процессе Нижне-Тагильского металлургического комбината, с различной толщиной теплоизоляции рамы из промышленного фетра.

Основные исходные данные для расчета приведены в табл. 2. Значения теплотехнических параметров приняты в соответствии с [6]. На рис. 3 представлена объемная трехмерная поверхность, которая соединяет наборы данных, характеризующие изменение температуры заготовок от двух аргументов — толщины теплоизоляционного слоя и температуры окружающего воздуха.



**Рис. 3. Изменение температуры окончания термообработки заготовки (через 24 ч) в зависимости от толщины теплоизоляционного слоя и температуры окружающего воздуха**

Анализ рис. 3 показывает, что при начальной температуре заготовок 550 °C и окружающей среды -25 °C толщина теплоизоляционного слоя пола платформы из промышленного фетра, обеспечивающего заданный темп охлаждения заготовок (снижение до 300 °C за 24 ч), должна быть не менее 55 мм (на графике — 298 °C). Следует иметь в виду, что данные, представленные на рис. 2, отвечают идеальным условиям проведения численного эксперимента — вагон-термос после укладки горячих металлургических заготовок и установки колпака все 24 ч находился в заданных температурных условиях. На практике же значительная часть времени расходуется на ожидание и маневровые операции в цехе, где температура может существенно отличаться от рассматриваемой в эксперименте.

Как видно из рис. 3, при нулевых температурах окружающего воздуха и толщине фетровой теплоизоляции пола 50 мм температура заготовок спустя 24 ч после укладки в термос составит



306 °C. Существенный запас по температуре охлаждаемых заготовок (свыше 300 °C через 24 ч) и отрицательным температурам окружающей среды (-25 °C и ниже) имеется при теплоизоляции пола платформы промышленным фетром толщиной 60 мм. Поэтому для обеспечения темпа охлаждения заготовок приемлемым будет вариант теплоизоляции толщиной 50 мм.

Не менее важными, на наш взгляд, параметрами являются время прогрева конструкции вагона после установки колпака и время выхода на замедленный режим охлаждения заготовок. Расчетами установлено, что замена шамотной футеровки рамы платформы на промышленный фетр приводит к снижению потерь тепла, следовательно, время установления максимальной температуры воздуха в вагоне (время прогрева) сокращается на 28% — с 1,8 до 1,3 ч.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Рассмотрена теплофизическая задача охлаждения металлургических заготовок в теплоизолированном вагоне-термосе с учетом теплообмена внутри него и через его ограждения. Полученное решение позволяет создавать конструкции вагонов-термосов, обеспечивающих заданный темп охлаждения металлургических заготовок в широком интервале температуры окружающего воздуха с использованием различных материалов и параметров теплоизолирующих слоев.

Разработанная методика оценки потребительских свойств может применяться и на стадии проектирования, и при модернизации вагона-термоса путем изменения площади опор, конструкции колпака, площади самих заготовок, а также замены теплоизолирующих материалов.

## Литература

- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных). М. : ГосНИИВ-ВНИИЖТ, 1996. 319 с.
- Дубовой В. Я. Флокены в стали. М. : Металлургиздат, 1950. 332 с.
- Шабуров А.Д., Мирзаев Д. А., Мальцев И. В. Теплофизический закон охлаждения поковок в термосе // Вестник ЮУрГУ. Сер. Металлургия. 2010. № 13 (189). С. 77–80. ISSN 2411-0906.
- Даниленко Д. В., Намятов А. В., Лапшин В. Ф. Особенности технологии проектирования специализированных грузовых вагонов // Инновационный транспорт. 2013. № 2 (8). С. 24–29. ISSN 2311-164X.
- Намятов А. В., Охотников А. Г., Лапшин В. Ф. Модель термонаружности вагона-термоса для транспортировки горячих металлургических заготовок // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 33–38. ISSN 1815–9400.
- Чиркин В. С. Теплофизические свойства материалов ядерной техники. М. : Атомиздат, 1968. 485 с.
- Термодинамические свойства воздуха / В. В. Сычев, А. А. Вассерман, А. Д. Козлов и др. М. : Изд-во стандартов, 1978. 276 с.
- Таблицы физических величин : справ. / Под ред. акад. И. К. Кикоина. М. : Атомиздат, 1976. 1008 с.

## References

- Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh) [Rules for analysis and design of 1520 mm railway cars of RF Railway Ministry (non-powered)]. M. : GosNIIV-VNIIZhT, 1996. 319 p.
- Dubovoy V. Ya. Flokeny v stali [Flakes in steel]. M. : Metallurgizdat, 1950. 332 p.
- Shaburov A. D., Mirzaev D. A., Maltsev I. V. Teplofizicheskiy zakon okhlazdeniya pokovok v termose [Thermophysical law of forging cooling in an insulated car] // Vestnik YuUrGU. Ser. Metallurgiya. 2010. № 13 (189). P. 77–80. ISSN 2411-0906.
- Danilenko D. V., Namyatov A. V., Lapshin V. F. Osobennosti tekhnologii proektirovaniya spetsializirovannykh gruzovykh vagonov [Design and engineering specifics of special-purpose freight cars] // Innovatsionnyy transport. 2013. № 2 (8). P. 24–29. ISSN 2311-164X.
- Namyatov A. V., Okhotnikov A. G., Lapshin V. F. Model termonagruzhennosti vagona-termosa dlya transportirovki goryachikh metallurgicheskikh zago-tovok [Thermal loading model of an insulated railcar for transportation of hot steel workpieces] // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 33–38. ISSN 1815-9400.
- Chirkov V. S. Teplofizicheskie svoystva materialov yadernoy tekhniki [Thermal properties of materials for nuclear technology]. M. : Atomizdat, 1968. 485 p.
- Termodinamicheskie svoystva vozdukh [Thermodynamic properties of air] / V. V. Sychev, A. A. Vasserman, A. D. Kozlov i dr. M. : Izd-vo standartov, 1978. 276 p.
- Tablitsy fizicheskikh velichin : sprav. [Tables of physical quantities : a handbook] / Pod red. akad. I. K. Kikoina. M. : Atomizdat, 1976. 1008 p.

УДК 629.4.02

Марат Иванович Глушко, доктор технических наук, профессор, Екатеринбург,  
Татьяна Анатольевна Антропова, старший преподаватель кафедры «Проектирование и эксплуатация автомобилей»  
Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## КОНТРОЛЬ ИННОВАЦИОННОЙ ТЕЛЕЖКИ

Marat Ivanovich Glushko, DSc in Engineering, Professor, Ekaterinburg,  
Tatyana Anatolyevna Antropova, Senior Lecturer, Department of Design and Operation of Automobiles,  
Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Innovative bogey control

#### Аннотация

В статье проанализировано взаимодействие элементов пружинно-фрикционного комплекта тележки с учетом конструктивных и технологических особенностей опирания кузова на надпрессорную балку в процессе сборки вагона при его выпуске из ремонта. Даны рекомендации по сборке тележки и вагона. Предложены инновационные решения по совершенствованию конструкции тележки, которые позволяют снизить динамические усилия, возникающие при движении вагона, и изнашиваемость фрикционных поверхностей.

**Ключевые слова:** тележка, фрикционный клин, сборка тележки, сила трения, прогиб рессорного комплекта, колебания вагона.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-54-58

#### Summary

The article analyzes the interaction of elements of spring-friction bogey unit with account to structural and operational features of bolster body support during car assembly after repair. Recommendations for the assembly of bogeys and cars are given. Innovative solutions are offered to improve bogey design that allow to reduce the dynamic forces occurring during car operation and wear of friction surfaces.

**Keywords:** truck, friction wedge, bogey assembly, friction force, deflection of spring group, car vibrations.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-54-58

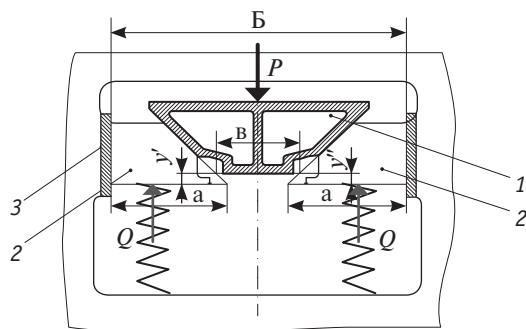
**P**разработка рационального узла подвешивания вагона — одна из наиболее ответственных задач, которая может быть успешно решена только при надлежащем выборе, расстановке и расчете гасителей колебаний. Для инновационной тележки выбор типа, определение сил сопротивления этих приборов непосредственно связаны с результатами теоретических и экспериментальных исследований свободных и вынужденных процессов колебаний вагона.

К основным фрикционным узлам, для которых требуется повышение межремонтных сроков службы с 400–500 тыс. до 1 млн км, в первую очередь нужно отнести следующие: фрикционный гаситель колебаний, пятник — под пятник, колесные пары (гребень колес). При увеличении осевой нагрузки существенно возрастает уровень динамического воздействия, который определяется статическим и динамическим прогибом пружинного комплекта тележки и соответствующим выбором фрикционных узлов гашения вертикальных и горизонтальных колебаний. Для анализа работы фрикционного узла тележки требуется системный подход, с помощью которого рассматривается взаимодействие составляющих деталей: надпрессорной балки, рессорного комплекта, клиньев и фрикционных планок боковых рам тележки [1].

На рис. 1 представлена схема взаимного расположения деталей применяемого гасителя колебаний на боковой раме тележки грузового вагона. Рабочим органом гасителя служат вертикальные поверхности клина и прилегающей фрикционной планки. На нижнюю опорную поверхность клина действует силовой комплект из двух цилиндрических пружин. Для исключения износа опорной поверхности надпрессорной балки необходима параллельная установка фрикционных планок боковины.

Плоские контактные поверхности должны полностью прилегать, однако в принятой конструкции и системе допусков выполнить это условие невозможно в комплекте даже одной боковины, а в тележке с двумя боковинами — тем более. Причем необходимо обеспечить требуемое нажатие для всех пружинных комплектов клинового гасителя. При ремонте попытки каким-то образом выполнить это условие сводятся к подбору фрикционных клиньев по размеру «*а*» (полнота клина) в зависимости от размера «*Б*» (расстояние между фрикционными планками боковой рамы) и размера «*в*» надпрессорной балки

(см. рис. 1). После сборки и подкатки под вагон тележек модели 18-100 при деповском ремонте завышение хотя бы одного фрикционного клина относительно нижней опорной поверхности надрессорной балки не допускается, а занижение не должно превышать 12 мм. При капитальном ремонте фрикционные клинья одного рессорного подвешивания должны быть занизены относительно нижней опорной поверхности надрессорной балки на 4–12 мм. Размер определяется как средняя величина измерений уровней правого и левого клиньев рессорного комплекта относительно опорной плоскости надрессорной балки. Клин должен прилегать к надрессорной балке по всей наклонной поверхности. Очевидно, после каждого планового ремонта вагона должны обеспечиваться нормальные условия для работы клинового гасителя колебаний [2].



**Рис. 1. Взаимное расположение надрессорной балки 1, клиньев 2 и фрикционных планок 3:**

- а — длина основания (полнота) фрикционного клина;
- Б — расстояние между фрикционными планками;
- в — базовый размер для определения износа наклонных плоскостей;  $\Delta y'$  — завышение или занизжение левого клина;  $\Delta y''$  — завышение или занизжение правого клина;
- $Q$  — усилия пружин;  $P$  — нагрузка от кузова вагона, приходящаяся на один гаситель колебаний

**Способ монтажа гасителя колебаний.** Итак, для плановых видов ремонта вагонов необходимо установить единые нормативы по расположению клиньев в гасителе колебаний, а проверка этого расположения должна производиться до подкатки тележки под вагон следующим образом. В середину рессорного проема боковых рам устанавливают только опорные стойки, соответствующие по высоте контрольной пружине, на стойках размещают поперечные направляющие для подвижной линейки, с помощью которой определяют расстояния от наклонных поверхностей надрессорной балки до поверхности фрикционных планок. По среднему значению измеренных расстояний подбирают клинья одинаковой полноты или толщину фрикционной прокладки, что исключает необходимость контроля «завышения» и «занижения» клиньев после подкатки под вагон. У собранной тележки проверяют относительное расположение деталей и в случае соответствия установленным нормативам завершают сборку вагона. При этом контроль тележки должен быть дополнен проверкой относительного расположения верхней поверхности клиньев и верхней кромки фрикционной планки. Такая операция необходима для нормальной работы авторежима и правильной установки

грузового режима торможения. Предлагаемое усовершенствование клинового гасителя колебаний тележки грузового вагона и способ проверки сборки клинового гасителя колебаний решают поставленную задачу увеличения межремонтного срока службы изнашиваемых деталей.

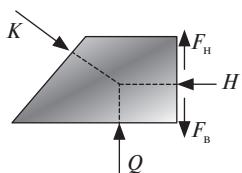
**Метод сборки тележки.** В эксплуатации обычно наблюдается повышенный износ гребня одного колеса колесной пары тележки, что свидетельствует о ее перекосе. Для выявления и устранения причин этого износа следует перейти от принятой хаотичной сборки к монтажу инновационных тележек на кондукторе с предварительным размещением колес соответственно базе тележки. Правильность монтажа необходимо подтвердить специальной контрольной меткой расположения колесных пар относительно рамы тележки. Контроль расположения колесных пар в тележке позволит судить о характере влияния динамических факторов при эксплуатации.

**Метод контроля динамических качеств тележки.** Как свидетельствуют результаты исследований [3], величина и нестабильность сил трения в рессорном подвешивании оказывают существенное влияние на плавность хода вагона. Уменьшение на 40% реализуемой в гасителях колебаний силы трения из-за износа трущихся поверхностей почти не сказывается на ускорении кузова при движении вагона со скоростью до 70 км/ч. При большей скорости происходит значительное увеличение амплитуды ускорения кузова, и колебания приобретают характер биений. При скорости движения 100 км/ч снижение коэффициента относительного трения от 8 до 5 % приводит к повышению ускорения кузова с 0,44 до 0,64g.

Уровень динамического воздействия вагонов нового поколения не должен превышать значений, установленных для вагонов эксплуатируемого парка. Выполнение этого условия возможно за счет обеспечения стабильности свойств гасителя колебаний в эксплуатации. С этой целью предусматривается соответствующий монтаж пружинно-фрикционного узла тележки. Предлагаемый метод сборки позволяет определить соответствие тележки установленным технологическим нормативам в статическом состоянии. Разработка конструкции и выбор параметров гасителя колебаний основаны на результатах расчетов и длительных испытаний. Для обеспечения динамических качеств обязательно должна осуществляться проверка действия фрикционного гасителя колебаний тележки после ее сборки. Такую проверку следует выполнять при силовом воздействии на пятник тележки с измерением прогиба.

Сторонники анализа фрикционного взаимодействия транспортных объектов просто изолируют контактный узел, обрывают все коммуникации и рассматривают его отдельно от системы, с которой он связан. Для разработки и реализации операций контроля требуется анализ взаимодействия составляющих элементов гасителя колебаний, что позволит оценить эффект от его применения.

На рис. 2 представлена схема распределения сил, действующих на поверхности клина гасителя колебаний. При смещении клина вниз вместе с надрессорной балкой под действием усилия  $Q$  двухрядной пружины клина возникает сила трения  $F_{\text{tr}}$ , при смещении клина вверх — сила трения  $F_B$  [4].



**Рис. 2. Схема распределения сил, действующих на клин фрикционного гасителя колебаний**

Величина сил трения определяется по схеме распределения сил, действующих на клин, из выражений:

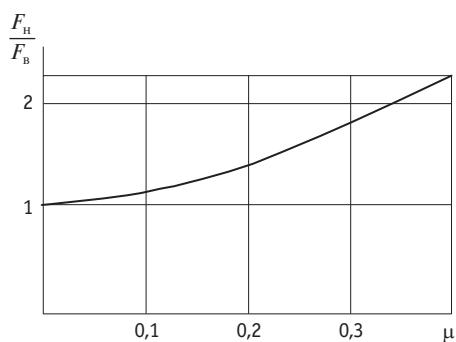
$$\begin{aligned} F_h &= \frac{\mu}{1-\mu} Q; \\ F_b &= \frac{\mu}{1+\mu} Q, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $\mu$  — коэффициент трения.

Полученный результат свидетельствует о различии сил трения между клином и фрикционной планкой в зависимости от направления движения клина, которое определяется только состоянием фрикционных поверхностей в соответствии с формулой

$$\frac{F_h}{F_b} = \frac{1+\mu}{1-\mu}. \quad (2)$$

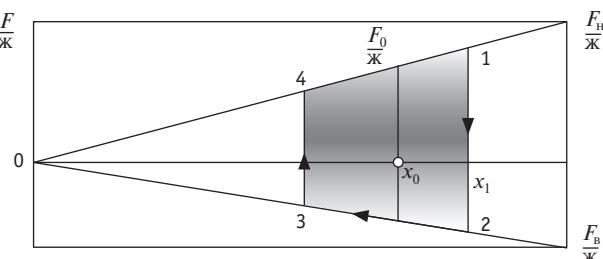
На рис. 3 графически представлено соотношение между силами трения клина в зависимости от величины коэффициента трения  $\mu$  фрикционных поверхностей. При изменении направления движения клина сила трения меняет свой знак, и ограниченная силой трения область представляет собой «мертвую» зону.



**Рис. 3. Соотношение между силами трения клина при увеличении и уменьшении вертикальной нагрузки в зависимости от коэффициента трения фрикционного гасителя колебаний**

Внутри этой зоны клин остается неподвижным, пока сила трения не выйдет за пределы зоны, как это показано на рис. 4. Первичная загрузка клина производится при первичной тарировке комплекта с целью определения прогиба  $x_0$  под действием нормированной статической нагрузки. При постепенном возрастании нагрузки увеличивается условный прогиб от силы

трения до значения  $F_0/\text{ж}$ , соответствующего установленвшемуся прогибу  $x_0$ . Сила трения  $F$  определяется умножением показателя на жесткость ( $\text{ж}$ ) двухрядной пружины клина. С этой исходной позиции начинается восприятие вертикальных колебаний надрессорной балки: дальнейшее повышение нагрузки приводит к увеличению силы трения; в точке 1 нагрузка надрессорной балки снижается, при прогибе  $x_1$  происходит переход к силе трения обратного направления (точка 2), и прогиб уменьшается. В зоне, ограниченной цифровым контуром, гаситель выключает рессорный комплект, что приводит к жесткому восприятию вертикальной нагрузки.



**Рис. 4. Сила трения клина в зависимости от прогиба  $x$  рессорного комплекта**

**Эффективность фрикционного гасителя колебаний** в общем случае определяется величиной силы трения по отношению к вертикальной нагрузке, которая передается надрессорной балкой на два пружинно-фрикционных комплекта боковин тележки. Каждый комплект содержит по семь двухрядных цилиндрических пружин и два гасителя колебаний, клинья которого (см. рис. 1) опираются на две крайние боковые пружины. Для расчета эффективности фрикционного гасителя колебаний необходимо располагать значениями общей жесткости пружинно-фрикционного комплекта, жесткости и усилия предварительного сжатия пружин гасителя. При таком количестве деталей и контактных поверхностей определить действительное состояние и параметры сборки пружинно-фрикционного комплекта практически невозможно. Инновационную тележку предлагается после изготовления или ремонта подвергать статической вертикальной нагрузке для проверки качества сборки. При формировании комплекта предусмотрен подбор цилиндрических пружин, поэтому результаты проверки можно принять доверительными, если допустить для всех пружин комплектов одинаковую жесткость ( $\text{ж}$ ) и рабочую нагрузку  $Q$ .

На рис. 5 представлена схема установки для определения параметров пружинно-фрикционного комплекта и гасителя колебаний тележки. Испытания тележки проводят следующим образом. Пятник надрессорной балки 1 собранной тележки постепенно нагружают усилием  $P$  для проверки прогиба рессорных комплектов 2 (комплекты показаны условно) под статической нагрузкой. Прогиб измеряют с помощью контактного устройства 3 и после достижения нормативного усилия  $P_n$  комплекта плавно снижают нагрузку. Весь цикл испытания регистрируют в виде индикаторной диаграммы (рис. 6). Естественно, представленная на рис. 6 диаграмма построена в системе координат «сила — прогиб», ведь действие силы

вызывает прогиб, но в литературе применяют систему координат «наоборот», и полученное таким методом изображение называют рабочей диаграммой или силовой характеристикой.

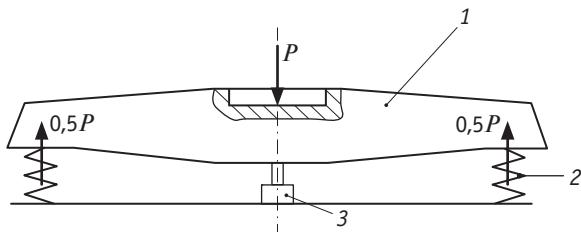


Рис. 5. Схема установки для определения параметров пружинно-фрикционного комплекта тележки

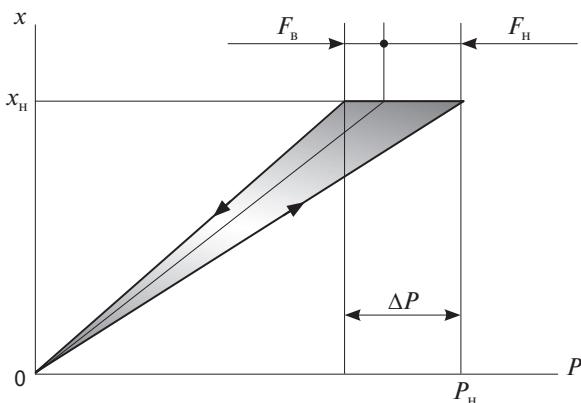


Рис. 6. Диаграмма испытания пружинно-рессорного комплекта тележки

Суммарная сила трения одного клина рассчитывается по формуле

$$(F_h + F_b) = 2 \frac{\mu}{1 - \mu^2} Q. \quad (3)$$

Эффективность фрикционного гасителя колебаний тележки предлагается определять по отношению суммы сил трения  $\Sigma(F_h + F_b)$  к нормативному усилию в виде коэффициента относительного трения  $\varphi$  для комплекта в составе семи пружин из выражения

$$\varphi = \frac{4}{14} \cdot \frac{2\mu}{1 - \mu^2} = \frac{4}{7} \cdot \frac{\mu}{1 - \mu^2}. \quad (4)$$

Именно в этих пределах находится «мертвая» зона жесткого восприятия вертикальной нагрузки в процессе колебаний.

Обычно величину коэффициента относительного трения принято выражать в процентах. В таком виде и представлена зависимость коэффициента  $\varphi$  от коэффициента трения  $\mu$  клина и накладки на рис. 7.

При данном подходе в результате тарировки рессорного комплекта тележки определяется величина коэффициента относительного трения (см. рис. 6)

$$\varphi = \frac{\Delta P}{P_h} \quad (5)$$

без разделения его на составляющие силы трения, и это вполне обосновано тем, что коэффициент трения  $\mu$  не зависит от направления смещения фрикционного клина.

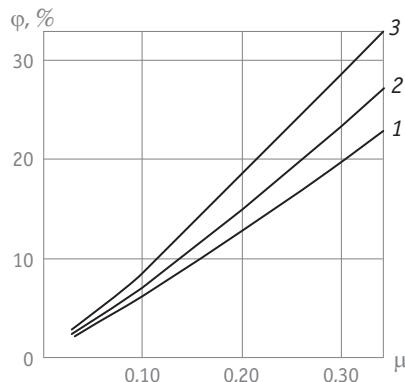


Рис. 7. Коэффициент относительного трения  $\varphi$  гасителя колебаний в зависимости от коэффициента трения  $\mu$  клина и фрикционной накладки:  
1 — в комплекте семь пружин;  
2 — то же, шесть пружин;  
3 — то же, пять пружин

С помощью соотношения (2) и суммы сил трения  $\Sigma(F_h + F_b) = \Delta P$  можно вычислить конкретные значения сил трения для индикаторной диаграммы тарировки гасителя:

$$\begin{aligned} \Sigma F_h &= 0,5 \cdot \Delta P(1 + \mu); \\ \Sigma F_b &= 0,5 \cdot \Delta P(1 - \mu). \end{aligned} \quad (6)$$

Специалисты в области колебаний вагонов [5] дают раздельную оценку эффективности гасителя для нисходящего и восходящего движения фрикционного клина, что вносит погрешности в нормативы и требует раздельного определения сил трения. Профессионалы вагонной отрасли при анализе фрикционного гасителя колебаний [5–8] дают установку на применение 5–7 двухрядных пружин рессорного комплекта для различных типов и грузоподъемности вагона. В учебнике [7] даже приводится соответствующая разнотрактка: пять пружин ставят в тележки, подкатываемые под кузова вагонов грузоподъемностью до 50 тс, шесть — до 60 тс и семь — более 60 тс. Чтобы давать такие рекомендации, необходимо предварительно знать влияние параметров фрикционного гасителя колебаний. Для этого на рис. 7 приведены зависимости между коэффициентом относительного трения  $\varphi$  гасителя колебаний одной тележки и коэффициентом трения  $\mu$  для различных вариантов рессорного комплекта. Полученные результаты свидетельствуют о значительном влиянии коэффициента трения  $\mu$  поверхности клина и фрикционной планки на показатель относительного трения  $\varphi$ , меньшее влияние оказывает количество пружин в комплекте. Грузоподъемность вагона определяется установленной нагрузкой на ось, и под этот параметр подбирается рессорный

комплект тележки, который не может регулироваться количеством пружин в зависимости от веса груза, ведь даже выбранный рессорный комплект для установленной грузоподъемности работает на порожнем вагоне.

Для инновационных тележек с повышенной осевой нагрузкой статическая тарировка пружинного комплекта и гасителя колебаний приобретает особое значение и становится

обязательной. Увеличение осевой нагрузки требует увеличения жесткости рессорного комплекта, за которым последует повышение силы трения клина, динамических усилий и усиленный износ. Для проверки заданных показателей износостойкости и параметров тележки обязательным становится также входной контроль состояния пружинного комплекта и гасителя колебаний при поступлении вагона в плановый ремонт.

## Литература

1. Антропова Т. А. Истоки отрицательной динамики // Транспорт Урала. 2015. № 3 (46). С. 71–73. ISSN 1815–9400.
2. РД 32 ЦВ 052–2009. Ремонт тележек грузовых вагонов [Электронный ресурс]. URL: <http://docs.pravo.ru/document/view/20384676/> (дата обращения: 05.10.2015).
3. Соколов М. М., Третьяков А. В., Морчиладзе И. Г. Контроль динамики железнодорожного подвижного состава. М. : ИБС–Холдинг, 2007. 358 с.
4. Лазарян В. А. Динамика вагонов. М. : Транспорт, 1964. 256 с.
5. Гасители колебаний вагонов / И. И. Челноков, Б. И. Вишняков, В. М. Гарбузов и др. М. : Трансжелдориздат, 1963. 176 с.
6. Вагоны / Под ред. М. В. Винокурова ; 2-е изд. М. : Трансжелдориздат, 1953. 704 с.
7. Вагоны : учеб. для техникумов ж.-д. трансп. / Под ред. В. В. Лукина. М. : Транспорт, 1988. 280 с.
8. Вагоны: конструкция, теория, расчет : учеб. для вузов ж.-д. трансп. / Под ред. Л. А. Шадура ; 3-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 1980. 439 с.

## References

1. Antropova T. A. Istoki otritsatelnoy dinamiki [Origins of negative dynamics] // Transport of the Urals. 2015. № 3 (46). P. 71–73. ISSN 1815-9400.
2. RD 32 TsV 052-2009. Remont telezhek gruzovykh vagonov [Repair of freight car bogies]. [Electronic resource]. URL: <http://docs.pravo.ru/document/view/20384676/> (date accessed: 05.10.2015).
3. Sokolov M. M., Tretyakov A. V., Morchiladze I. G. Kontrol dinamiki zheleznodorozhnogo podvizhnogo sostava [Rolling stock dynamics control]. M. : IBS-Kholding, 2007. 358 p.
4. Lazaryan V. A. Dinamika vagonov [Rail car dynamics]. M. : Transport, 1964. 256 p.
5. Gasiteli kolebaniy vagonov [Shock absorbers of rail cars] / I. I. Chelnokov, B. I. Vishnyakov, V. M. Garbuзов и dr. M. : Transzheldorizdat, 1963. 176 p.
6. Vagony [Rail cars] / Pod red. M. V. Vinokurova ; 2-e izd. M. : Transzheldorizdat, 1953. 704 p.
7. Vagony : ucheb. dlya tekhnikumov zh.-d. transp. [Rail cars : a textbook for railways schools] / Pod red. V. V. Lukina. M. : Transport, 1988. 280 p.
8. Vagony: konstruktsiya, teoriya, raschet : ucheb. dlya vuzov zh.-d. transp. [Rail cars: design, theory, analysis : a textbook for railway universities] / Pod red. L. A. Shadura ; 3-e izd., pererab. i dop. M. : Transport, 1980. 439 p.

УДК 629.44

Юрий Иванович Матяш, доктор технических наук, профессор кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»  
 Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС),  
 Евгений Михайлович Кирпиченко, преподаватель кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»  
 Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС),  
 Вячеслав Васильевич Зубенко, кандидат технических наук, доцент кафедры «Вагоны и вагонное хозяйство»  
 Омского государственного университета путей сообщения (ОмГУПС)

## ИЗМЕНЕНИЕ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ВЛАЖНОГО ВОЗДУХА ПРИ ЕГО ПЕРЕМЕЩЕНИИ ПО ТОРМОЗНЫМ МАГИСТРАЛЯМ ЛОКОМОТИВА

Yuriy Ivanovich Matyash, DSc in Engineering, Professor, Department of Rail Cars and Rolling Stock,  
 Omsk State Transport University (OSTU),  
 Evgeny Mikhaylovich Kirpichenko, Lecturer, Department of Rail Cars and Rolling Stock,  
 Omsk State Transport University (OSTU),  
 Vyacheslav Vasiliyevich Zubenko, PhD in Engineering, Associate Professor,  
 Department of Rail Cars and Rolling Stock, Omsk State Transport University (OSTU)

### Change in thermophysical properties of humid air as it moves through locomotive brake lines

#### Аннотация

В работе представлены результаты численных исследований по изменению параметров влажного воздуха в диапазоне температуры (от -50 до +50 °C) и давления (от 1 до 15 atm) с использованием закона соответственных состояний и закона термодинамического подобия для газовых смесей. При сравнении полученных значений коэффициента сжимаемости с литературными данными установлено, что влажный воздух в изученных диапазонах температуры и давления подчиняется законом идеальных газовых состояний. Расхождения между результатами численных исследований и фактическими данными не превышают ±10%.

**Ключевые слова:** влажный воздух, коэффициент сжимаемости, идеальный газ.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-59-62

#### Summary

The paper contains the results of numerical studies of the change of humid air parameters in the temperature range (from -50 to +50° C) and pressure (from 1 to 15 atm), using the law of corresponding states, and thermodynamic similarity law for gas mixtures. By comparing the obtained values of compressibility factor with published data it is found that the humid air in the studied temperature and pressure ranges obeys the ideal gas law states. The discrepancy between the numerical studies and actual data does not exceed ±10 %.

**Keywords:** moist air, compressibility factor, ideal gas.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-59-62

В работе [1] показано, что при перемещении по тормозным магистралям локомотива атмосферный воздух претерпевает существенные изменения и по давлению, и по температуре. Например, при всасывании в компрессор влажный воздух представляет собой идеальную смесь сухого воздуха и паров воды, поскольку они находятся в сильном разрежении и между молекулами отсутствует химическое взаимодействие. Это приводит к независимости свойств отдельных газов, составляющих смесь, и, как следствие, к строгой аддитивности термодинамических величин (давления, внутренней энергии, энталпии и др.). Таким образом, простая гомогенная система в равновесном состоянии характеризуется определенными значениями параметров  $P_{cm}, V_{cm}, T_{cm}$ , между которыми существует зависимость

$$f(P_{cm}, V_{cm}, T_{cm}) = 0, \quad (1)$$

где  $P_{cm}, V_{cm}, T_{cm}$  — давление, объем и температура смеси соответственно.

Поскольку состояние данной системы вполне определяется заданием двух из этих параметров, то третий параметр будет для каждого равновесного состояния функцией двух других. То есть можно записать:

$$P = f_1(V_{cm}, T_{cm}); \quad V = f_2(P_{cm}, T_{cm}); \quad T = f_3(P_{cm}, V_{cm}). \quad (2)$$

Если состояние влажного воздуха подчиняется законам идеальных газов, то общее давление смеси вполне оправданно можно найти по закону Дальтона, т.е. оно равно сумме парциальных давлений  $P_1, P_2, \dots, P_n$  входящих в смесь газов:



$$P_{\Sigma} = P_1 + P_2 + \dots + P_n = \Sigma P_i. \quad (3)$$

На практике общее давление атмосферного воздуха измеряется с помощью барометра (так называемое барометрическое давление  $P_b$ ) и равно сумме парциальных давлений сухого воздуха  $P_v$  и водяного пара  $P_n$  ( $P_b$ ,  $P_v$  и  $P_n$  измеряются в мм рт. ст.):

$$P_b = P_v + P_n. \quad (4)$$

Парциальное давление компонента смеси можно определить из соотношения

$$P_i = \frac{M_i \cdot R \cdot T}{\mu_i \cdot V} = \frac{G_i \cdot R \cdot T}{V}, \quad (5)$$

где  $M_i$  — масса компонента (воды или сухого воздуха) во влажном воздухе, кг;

$R$  — универсальная газовая постоянная,  $R = 8,314$  Дж/моль;

$T$  — температура газовой смеси, К;

$\mu_i$  — молярная масса (сухого воздуха или воды), кг/моль (молярная масса сухого воздуха 29 кг/моль, молярная масса воды 18 кг/моль);

$V$  — объем газовой смеси, м<sup>3</sup>;

$G_i$  — количество смеси, моль.

Влагосодержание влажного воздуха представляет собой отношение массы пара  $M_n$  к массе сухого воздуха  $M_v$  в смеси:

$$d_i = \frac{M_n}{M_v}. \quad (6)$$

Если масса водяных паров выражена в граммах, а масса воздуха — в килограммах, то влагосодержание принято обозначать как  $d$  (г/кг сух. возд.).

Выражение (6) с учетом (5) можно записать в виде

$$d = \frac{M_n}{M_v} \cdot 1000 = \frac{\mu_n \cdot P_n}{\mu_v \cdot P_v} \cdot 1000, \quad (7)$$

где  $\mu_n$ ,  $\mu_v$ ,  $P_n$ ,  $P_v$  — соответственно молярная масса и парциальное давление водяного пара и сухого воздуха.

После подстановки численных значений  $\mu_v$  и  $\mu_n$  в выражение (7) получаем

$$d = \frac{18}{29} \cdot \frac{P_n}{P_v} \cdot 1000 = 622 \frac{P_n}{P_b - P_n}. \quad (8)$$

Для оценки теплотехнических параметров влажного воздуха, находящегося при атмосферном давлении от 745 до 760 мм рт. ст., можно воспользоваться данными о зависимости влагосодержания, энталпии и парциального давления насыщенного водяного пара от температуры, приведенными в [1–3]. Кроме того, для прогнозирования теплотехнических параметров влажного воздуха, подчиняющегося законам идеальных газов, можно использовать аналитические выражения, представленные в ряде литературных источников (например, в [1]).

Так, удельная теплоемкость рассчитывается по уравнению

$$C_{cm} = C_b + C_n \frac{d}{1000}, \quad (9)$$

где  $C_b$  — средняя удельная теплоемкость воздуха,  $C_b = 1,004$  Дж/г·К;

$C_n$  — средняя удельная теплоемкость водяного пара,  $C_n = 1,928$  Дж/г·К [4].

Теплосодержание влажного воздуха определяется по выражению

$$i_{cm} = i_{cb} + i_{hn}, \quad (10)$$

которое можно записать в виде

$$i_{cm} = C_{cb} \cdot t + d \cdot r, \quad (11)$$

где  $C_{cb}$  и  $t$  — соответственно теплоемкость, кДж/кг·°С, и температура сухого воздуха, °С;

$d$  — влагосодержание воздуха, г/кг;

$r$  — скрытая теплота парообразования воды (в расчетах принимается  $r = 2,5$  кДж/г).

Следует отметить, что выражения (1)–(11) удовлетворительно описывают поведение влажного воздуха при атмосферном давлении, т.е. воздуха, отвечающего идеальному газовому состоянию. Однако использование (1)–(11) для области повышенных давлений приводит к неконтролируемым ошибкам. Для более детального рассмотрения особенностей поведения влажного воздуха в широком диапазоне изменения давления в табл. 1 приведены основные физические константы компонентов, входящих в его состав.

Таблица 1

#### Основные физические константы влажного воздуха [5]

Вещество	Молярная масса, г/моль	Нормальная температура, К		Критические параметры			
		плавления	кипения	T, К	P, атм	V, см <sup>3</sup> /моль	Z
Вода	18,015	273,2	373,2	647,3	217,6	56,0	0,229
Воздух	28,96	66,3	78,8	132,4	37,6	89,5	0,29

Как показывает анализ данных табл. 1, при нормальных параметрах окружающей среды ( $P = 760$  мм рт. ст. и  $T = 273$  К) состояние веществ, входящих в состав влажного воздуха, в значительной степени отличается. В частности, сухой воздух представляет собой газообразное состояние, в то время как водяной пар находится в насыщенном состоянии. Следовательно, для них связь давления с объемом, например, при постоянной температуре будет различна, и в таких условиях сравнивать закономерности изменения термодинамических свойств этих веществ не представляется возможным.

Чтобы прогнозировать термодинамические свойства реального влажного воздуха (находящегося, например, при



повышенном давлении), целесообразно использовать принцип соответственных состояний: те свойства, которые зависят от межмолекулярных сил и связаны с критическими свойствами, одинаковы для всех веществ [1, 5, 6]. Иными словами, состояния веществ, имеющих одинаковые значения критических параметров, т.е.

$$\pi = \frac{P}{P_k}; \quad \phi = \frac{V}{V_k}; \quad \tau = \frac{T}{T_k}, \quad (12)$$

называются соответственными.

В качестве примера (рис. 1) в приведенных координатах представлены зависимости давления насыщения различных веществ, состояния которых при нормальных параметрах окружающей среды в значительной мере отличаются.

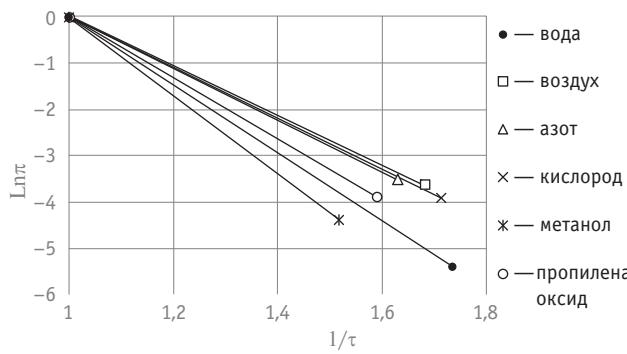


Рис. 1. Зависимость давления насыщения различных веществ в приведенных координатах

Из анализа рис. 1 видно, что в приведенных координатах ( $L_{\text{пп}} - 1/\tau$ ) поведение всех веществ с одинаковым значением коэффициента сжимаемости в критической точке (это кислород, азот и воздух, имеющие  $Z_{\text{kp}} = 0,29$ ), практически совпадает. В то же время поведение таких веществ, как вода, оксид пропилена, метанол, имеющих коэффициент сжимаемости в критической точке  $Z_{\text{kp}} = 0,23$ , отличается от поведения кислорода, азота и воздуха только незначительным изменением угла наклона. Это позволяет в приведенных координатах ( $L_{\text{пп}} - 1/\tau$ ) рассчитывать изменение давления насыщенных паров от температуры для всех вышеперечисленных веществ.

Для прогнозирования термодинамических свойств реального влажного воздуха (находящегося, например, при повышенном давлении) мы предлагаем совместно использовать принцип соответственных состояний и теорию термодинамического подобия. Теория термодинамического подобия предназначена распространять сведения об ограниченном количестве веществ на широкую совокупность соединений, давать приемы анализа, позволяющие судить о свойствах малоизученных или неизученных веществ на основе информации об исследованных веществах [7]. Следует отметить, что для использования принципа соответственных состояний применительно к газовым смесям необходимо сформулировать правила, связывающие псевдокритические параметры смеси с ее составом. Поскольку влажный воздух (см. табл. 1) состоит из не похожих друг на друга компонентов (существенно различа-

ются значения критических параметров, тем более что вода относится к полярным веществам), выполнен предварительный анализ известных правил определения псевдокритических параметров смесей.

При установлении границ перехода вещества из идеального в реальное состояние в практике используется коэффициент сжимаемости  $Z$ :

$$Z = \frac{P \cdot V}{R \cdot T}, \quad (13)$$

где  $P$  — давление;

$V$  — мольный объем;

$R$  — универсальная газовая постоянная;

$T$  — температура.

По результатам проведенных нами исследований предложены следующие правила определения псевдокритических параметров влажного воздуха:

$$P_{\text{пскр}} = \frac{R \cdot T_{\text{пскр}} \cdot Z_{\text{пскр}}}{V_{\text{пскр}}}; \quad (14)$$

$$Z_{\text{пскр}} = \sum_{i=1}^n Y_i Z_{\text{kp}i}; \quad (15)$$

$$T_{\text{пскр}} = \sum Y_i \cdot T_{\text{kp}i}; \quad (16)$$

$$V_{\text{пскр}} = 1/8 \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n Y_i Y_j (V_{\text{kp}i}^{1/3} + V_{\text{kp}j}^{1/3})^3. \quad (17)$$

Результаты численного исследования, полученные на основе правил (14)–(17) в диапазоне изменения температуры от  $-50$  до  $+50$  °C и давления от 1 до 15 атм, приведены в табл. 2.

Таблица 2

Результаты расчета псевдокритических параметров влажного воздуха

$T, ^\circ\text{C}$	-50	-30	-10	0	10	30	50
$\rho_{\text{возд}}$	1,58267	1,45240	1,34196	1,29280	1,24712	1,16480	1,09268
$\rho_{\text{пар}}$	0,038	0,31	2,14	4,85	9,35	30,3	82,6
$\Sigma \rho$	1,58270	1,45271	1,34410	1,29765	1,25647	1,19510	1,17528
$Y_1$	0,99998	0,99979	0,99841	0,99626	0,99256	0,97465	0,92972
$Y_2$	0,00002	0,00021	0,00159	0,00374	0,00744	0,02535	0,07028
$T_{\text{пскр}}$	132,412	132,51	133,22	134,324	136,232	145,455	168,588
$Z_{\text{пскр}}$	0,29	0,28999	0,2899	0,28977	0,28955	0,28845	0,28571
$V_{\text{пскр}}$	71,4463	71,4463	71,4463	71,4463	71,4463	71,4463	71,4463
$\tau_{\text{пскр}}$	1,68413	1,83383	1,97418	2,03239	2,07734	2,08313	1,91591
$P_{\text{пскр}}$	44,093	44,1238	44,3473	44,6948	45,2941	48,178	55,3098
$\pi_{15}$	0,34019	0,33995	0,33824	0,33561	0,33117	0,31135	0,2712
$\pi_9$	0,20411	0,20397	0,20294	0,20137	0,1987	0,18681	0,16272
$\pi_6$	0,13608	0,13598	0,1353	0,13424	0,13247	0,12454	0,10848
$\pi_1$	0,02268	0,02266	0,02255	0,02237	0,02208	0,02076	0,01808

Далее при помощи обобщенной диаграммы коэффициента сжимаемости [5] (рис. 2) установлено, что его значения в диапазоне изменения псевдокритических параметров влажного воздуха ( $\tau_{\text{пскр}}$  от 1,684 до 2,097 и  $\pi_{\text{пскр}}$  от 0,02 до 0,34) мало отличаются от единицы. Это дает основание считать, что в области изученных параметров процесса получения потока сжатого воздуха в тормозных магистралях локомотива (при изменении температуры от  $-50$  до  $+50$  °C и давления от 1 до 15 атм) влажный воздух ведет себя как идеальная гомогенная газовая смесь.

Таким образом, для прогнозирования теплофизических свойств влажного воздуха при его перемещении по тормозным коммуникациям локомотива можно воспользоваться выражением, полученным для идеальных газовых смесей:

$$d = \frac{18}{29} \cdot \frac{P_h}{P_b} \cdot 1000 = 622 \frac{P_h}{P_m - P_h}, \quad (18)$$

где  $P_h$  — давление насыщенного пара при заданной температуре и атмосферном давлении, мм рт. ст.;

$P_m$  — общее давление смеси при заданной температуре и текущем давлении, мм рт. ст.

Как показала оценка степени достоверности разработанной методики [8], расхождение между расчетными и фактическими значениями влагосодержания влажного воздуха в изученном диапазоне изменения температуры (от  $-50$  до  $+50$  °C) и давления (от 1 до 15 атм) не превышает 10%.

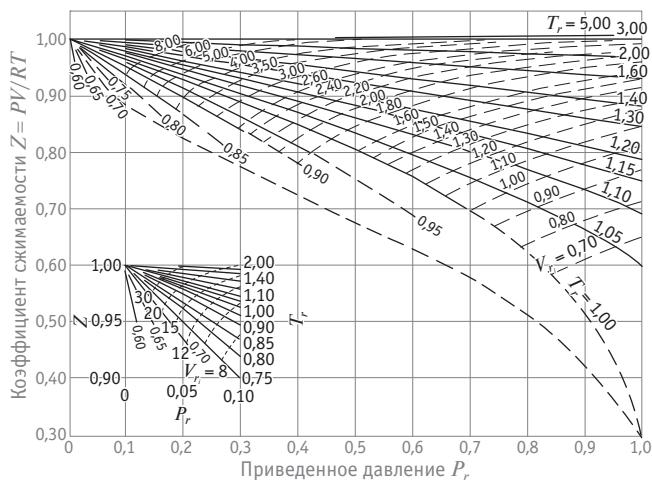


Рис. 2. Обобщенная диаграмма коэффициента сжимаемости в приведенных координатах [5]

В заключение следует отметить, что полученные результаты по прогнозированию влагосодержания, удельной теплоемкости и теплосодержания влажного воздуха при различных значениях давления и температуры [формулы (9), (11) и (18)] целесообразно использовать для расчета изменения теплофизических параметров при его перемещении по тормозным коммуникациям локомотива.

## Литература

- Матяш Ю. И., Клюка В. П. Системы кондиционирования и водоснабжения пассажирских вагонов : учеб. пособие для вузов ж.-д. трансп. М. : ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2008. 286 с.
- Матяш Ю. И. Оптимизация энергетических и геометрических параметров поверхности углеродных адсорбентов для адсорбционных систем охлаждения : дис. ... д-ра техн. наук. СПб., 1996. 345 с.
- Бурцев С. И., Цветков Ю. Н. Влажный воздух. Состав и свойства : учеб. пособие. СПб. : СПбГАХПТ, 1998. 146 с.
- Справочник по теплопроводности жидкости и газов / Н. Б. Варгафтик, Л. П. Филиппов, А. А. Тарзиманов и др. М. : Энергоатомиздат, 1990. 352 с.
- Рид Р., Праусница Дж., Шевруд Т. Свойство газов и жидкостей : справ. пособие / Пер. с англ. Л. : Химия, 1982. 593 с.
- Справочник по физико-техническим основам криогеники / М. П. Малков, И. Б. Данилов, А. Г. Зельдович и др. ; под ред. М. П. Малкова ; 3-е изд., перераб. и доп. М. : Энергоатомиздат, 1985. 432 с.
- Филиппов Л. П. Молекулярно-кинетическая расшифровка критерия термодинамического подобия // Физика и химия. 1977. № 2. С. 331–335.
- Матяш Ю. И., Кирпиченко Е. М., Клюка В. П. Новый подход к очистке сжатого воздуха для железнодорожного транспорта // Известия Транссиба. 2014. № 4 (20). С. 29–35. ISSN 2220–4245.

## References

- Matyash Yu. I., Klyuka V. P. Sistemy konditsionirovaniya i vodosnabzheniya passazhirskikh vagonov : ucheb. posobie dlya vuzov zh.-d. transp. [Conditioning and water supply systems of passenger cars : a textbook for railway universities]. M. : GOU «Uchebno-metodicheskiy tsentr po obrazovaniyu na zheleznodorozhnym transporte», 2008. 286 p.
- Matyash Yu. I. Optimizatsiya energeticheskikh i geometricheskikh parametrov poverkhnosti uglerodnykh adsorbentov dlya adsorbsionnykh sistem okhlazhdeniya : avtoref. ... d-ra tekhn. nauk [Optimizing energy and geometrical parameters of the surface of carbon adsorbents for adsorption cooling systems : DSc in Engineering Thesis]. SPb., 1996. 345 p.
- Burtsev S. I., Tsvetkov Yu. N. Vlazhnyy vozdukh. Sostav i svoystva : ucheb. posobie [Humid air. Composition and properties : a textbook]. SPb. : SPBGAKhPT, 1998. 146 p.
- Spravochnik po teploprovodnosti zhidkosti i gazov [Handbook of thermal conductivity of liquids and gases] / N. B. Vargaftik, L. P. Filippov, A. A. Tarzimanov i dr. M. : Energoatomizdat, 1990. 352 p.
- Rid R., Prausnits Dzh., Shevrud T. Svoystvo gazov i zhidkostey : sprav. posobie [Properties of gases and liquids : a handbook] / Per. s angl. L. : Khimiya, 1982. 593 p.
- Spravochnik po fiziko-tehnicheskim osnovam kriogeniki [Handbook of physical and technical fundamentals of cryogenics] / M. P. Malkov, I. B. Danilov, A. G. Zeldovich i dr. ; pod red. M. P. Malkova ; 3-e izd., pererab. i dop. M. : Energoatomizdat, 1985. 432 p.
- Filippov L. P. Molekulyarno-kineticheskaya rasshifrovka kriteriya termodinamicheskogo podobiya [Molecular kinetic decoding of thermodynamic similarity criterion] // Fizika i khimiya. 1977. № 2. P. 331–335.
- Matyash Yu. I., Kirpichenko E. M., Klyuka V. P. Novyy podkhod k ochistke szhatogo vozdukh dlya zheleznodorozhnogo transporta [A new approach to cleaning compressed air for railway transport] // Izvestiya Transsibra. 2014. № 4 (20). P. 29–35. ISSN 2220–4245.

УДК 656.212.5

**Дмитрий Валентинович Осипов, старший преподаватель кафедры «Железнодорожные станции и узлы» Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС), Новосибирск,**  
**Александр Александрович Климов, кандидат технических наук, декан факультета «Управление процессами перевозок», доцент кафедры «Железнодорожные станции и узлы» Сибирского государственного университета путей сообщения (СГУПС), Новосибирск**

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ КАЧЕСТВА ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ПЕРЕВАЛЬНОЙ ЧАСТИ СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКИ

**Dmitriy Valentinovich Osipov, Senior Lecturer, Department of Railway Stations and Junctions, Siberian Transport University (STU), Novosibirsk,**  
**Alexander Alexandrovich Klimov, PhD in Engineering, Dean of Faculty of Railway Transportation Management, Associate Professor, Department of Railway Stations and Junctions, Siberian Transport University (STU), Novosibirsk**

### A method to evaluate longitudinal profile quality of gravity part of hump

#### Аннотация

Предложена методика анализа продольного профиля перевальной части сортировочных горок по таким эксплуатационным критериям, как проходимость отцепов без самопроизвольного расцепления и сверхнормативного нагружения узлов вагонов через горб горки; создание нормальных условий для своевременного отделения отцепов от состава. Применение методики позволит осуществлять мониторинг состояния продольного профиля горбов эксплуатируемых горок и планировать проведение их выправки по текущему состоянию. Методика основана на имитационном моделировании прохода отцепов через горб горки, что дает возможность учитывать местные отклонения пути при оценке состояния продольного профиля и его влияния на эксплуатационные свойства горки.

**Ключевые слова:** сортировочная горка, перевальная часть горки, самопроизвольное расцепление вагонов, продольный профиль горочных путей, вертикальные кривые на горбе горки.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-63-68

#### Summary

A method to analyze longitudinal profile of the gravity part of hump has been proposed, involving such performance criteria as hump crest passability for cuts without inadvertent uncoupling and excess loading of car units; creation of normal conditions for timely uncoupling of cuts from the train. The methodology will allow to monitor the longitudinal profile of hump crest and schedule its correction according to the current condition. The technique is based on simulation of cuts passage through hump which enables to consider local track deviations in evaluation of the longitudinal profile and its effect on the performance properties of the hump.

**Keywords:** hump, gravity part of hump, spontaneous uncoupling of cars, longitudinal profile of hump tracks, vertical curves on hump.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-63-68

#### ВВЕДЕНИЕ

В процессе эксплуатации сортировочных горок происходит постоянное накопление деформаций железнодорожного пути. Неравномерность остаточных деформаций по длине приводит к искажению продольного профиля пути, что особенно критично для перевальной части сортировочной горки. Согласно правилам и нормам [1], перевальная часть горки — это зона повышенного внимания, за содержанием которой должен быть установлен особый контроль. В частности, рекомендуется ежегодно проводить инструментальную съемку и анализ продольного профиля путей горба горки, в отличие от путей других ее частей и сортировочного парка, для которых периодичность съемки установлена раз в три года.

Анализ продольных профилей горбов эксплуатируемых сортировочных горок выявил существенные отклонения от нормативных требований [1, 2]. В частности:

минимальные значения радиусов вертикальных кривых, сопрягающих скоростной участок и вершину горки, могут быть меньше нормативного значения, равного 250 м;

на большинстве горок имеются местные отклонения профиля пути в зоне горба горки, достигающие сверхнормативных значений (более 10 мм в районе перевальной части [1]);

максимальные значения радиусов вертикальных кривых, сопрягающих скоростной участок и вершину горки, могут быть больше нормативного значения, равного 300 м.

Указанные недостатки могут приводить:

к самопроизвольному расцеплению смежных вагонов при проходе горба горки (т.е. к саморасцепам);

сверхнормативному нагружению узлов вагонов;

несвоевременному отделению отцепов от состава (случаю «нерасцепа» и «утягивания» отдельных отцепов).



Кроме того, наличие отмеченных недостатков при роспуске может снижать перерабатывающую способность горки, увеличивать объем повторной сортировки, приводить к нарушению плана формирования поездов и создавать потенциальную угрозу для безопасности процесса расформирования. Таким образом, исследование горбов эксплуатируемых горок на соответствие нормативным требованиям является актуальной задачей.

## ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Основной показатель, характеризующий проход вагонов без саморасцепа по профилю сортировочной горки, — дополнительное вертикальное смещение центров взаимодействующих автосцепок  $\Delta h_{\text{geom}}$ . Максимальная его величина не должна превышать значения, определяемого известным выражением [3–5]

$$\Delta h_{\text{geom}} \leq \Delta h_{\text{доп}} - \Delta h_{\text{нач}}, \quad (1)$$

где  $\Delta h_{\text{доп}}$  — допускаемое по конструкции автосцепок вертикальное смещение их осей, при котором обеспечивается движение вагонов без саморасцепа, мм;

$\Delta h_{\text{нач}}$  — возможная в соответствии с «Правилами технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации» [6] начальная разность уровней автосцепок, мм.

В настоящее время качество проектного продольного профиля горба горки по критерию проходимости вагонов без саморасцепа оценивается аналитическими методами. Величина  $\Delta h_{\text{geom}}$  определяется по аналитическим зависимостям, которые не учитывают наличие местных искажений и отклонений проектной линии, возникающих в процессе эксплуатации [3–5 и др.].

На практике производится периодическая инструментальная съемка и выполняется анализ качества продольного профиля перевальной части горки, в том числе по значениям усредненных радиусов вертикальных кривых. При этом для определения фактических значений радиусов тоже используются различные аналитические методы [5, 7 и др.]. Однако они могут давать существенную погрешность, в частности, в связи с принятой точностью составления технической документации (продольные профили горочных путей). В результате возможны ошибки при оценке качества продольного профиля эксплуатируемых сортировочных горок.

То есть методика оценки качества горбов эксплуатируемых горок по значениям усредненных радиусов вертикальных кривых изначально предполагает наличие некоторой погрешности. Поэтому авторами данной статьи предлагается производить оценку на основании имитационного моделирования процесса по таким критериям, как:

проходимость вагонов без возникновения случаев самоизъязвленного расцепления и сверхнормативного нагружения их узлов ( $K_1$ );

своевременное отделение отцепов от состава ( $K_2$ ).

При этом оценивается относительное вертикальное смещение осей автосцепок смежных вагонов  $\Delta h_{\text{geom}}$  (а не радиусов вертикальных кривых) по всему маршруту прохода сцепов с минимальным (заданным) шагом перемещения.

Так как на сортировочных горках перерабатывается большое число типов и моделей вагонов, для определения проходимости сцепов по горбу горки целесообразно использовать модели вагонов с неблагоприятными параметрами. Отсюда возникает подзадача выбора расчетных моделей вагонов для оценки проходимости сцепов через горб горки.

## РЕШЕНИЕ ЗАДАЧИ

При исследовании прохода сцепа вагонов через горб горки используется метод имитационного моделирования [8]. На первом этапе формируется массив данных о продольном профиле горба эксплуатируемой горки. На втором этапе методом итераций моделируется последовательное перемещение сцепа вагонов по горбу горки с выбранным шагом  $\Delta x$ . Значения параметров вагонов в сцепе задаются с учетом структуры перерабатываемого вагонопотока на конкретной горке. Для каждого положения сцепа на горбе горки относительно координаты оси зацепления автосцепок  $x_{\text{сп}}$  определяются координаты  $x, y$ ; точек касания головок рельсов каждой оси вагонов в сцепе. Далее по координатам точек касания и расчетным параметрам вагонов рассчитываются ординаты центров зацепления автосцепок у каждого вагона сцепа ( $y_{a1}$  и  $y_{a2}$ ). Относительное вертикальное смещение осей автосцепок  $\Delta h_{\text{geom}}$  вычисляется как разность ординат центров зацепления смежных автосцепок:

$$\Delta h_{\text{geom}} = y_{a1} - y_{a2}. \quad (2)$$

При моделировании последовательного перемещения с выбранным шагом  $\Delta x$  сцепа вагонов заданного типа по горбу горки находится зависимость величины дополнительного вертикального смещения осей автосцепок  $\Delta h_{\text{geom}}$  от  $x_{\text{сп}}$ . По результатам моделирования прохода сцепа вагонов по горбу горки определяются максимальное положительное  $\Delta h_{\text{geom}}^{\max(+)}$  и отрицательное  $\Delta h_{\text{geom}}^{\max(-)}$  значения дополнительного вертикального смещения осей автосцепок. На основании этих показателей могут быть установлены вероятностные характеристики для оценки качества горба горки по критерию  $K_1$  [8, 9].

Для имитационного моделирования проходимости вагонов по перевальной части горки разработан программный комплекс «Горб горки — Проверка профиля» (рис. 1), позволяющий определять:

значения  $\Delta h_{\text{geom}}^{\max(+)}$  и  $\Delta h_{\text{geom}}^{\max(-)}$  для последующей оценки соответствия продольного профиля горба горки нормативным требованиям;

вероятность возникновения случаев сверхнормативного нагружения узлов вагонов заданного типа;

вероятность появления саморасцепов у вагонов заданного типа.

## ВЫБОР РАСЧЕТНЫХ МОДЕЛЕЙ ВАГОНОВ

Особые затруднения при проходе горбов горки испытывают длиннобазные вагоны. Поэтому выбор расчетных моделей целесообразно производить из длиннобазных вагонов, оборудованных типовыми автосцепками СА-3 или СА-3М, которые имеют наиболее неблагоприятные линейные параметры по критерию  $K_1$  и соответственно наиболее подвержены саморасцепам.

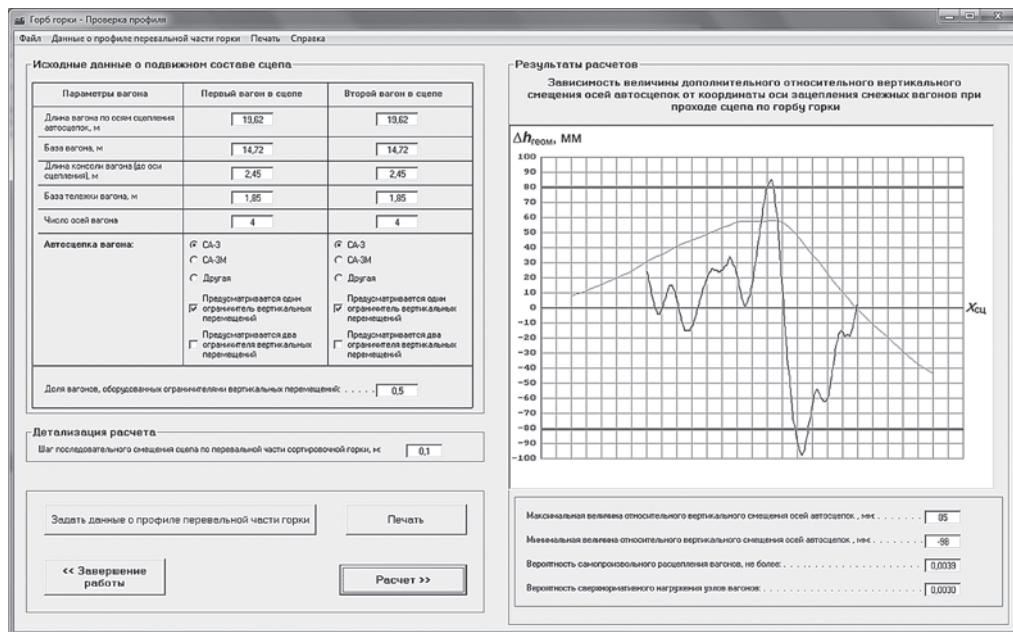


Рис. 1. Главное окно программного комплекса «Горб горки — Проверка профиля»

Следует учитывать, что даже при отсутствии самопроизвольного расцепления прохождение таких сцепленных вагонов через горб сортировочной горки может сопровождаться в определенных условиях их сверхнормативным силовым взаимодействием через автосцепки, защемленные в контурах зацепления или ограничителями вертикальных перемещений, с передачей вертикальных нагрузок, в том числе превышающих уровень, допускаемый по прочности деталей. Такое силовое взаимодействие служит одной из причин обрывов маятниковых подвесок, изломов центрирующих балочек, повреждения хвостовиков автосцепок и т.п. Помимо эксплуатационных затруднений, связанных с необходимостью устранения явно выраженных повреждений, это ведет к общему снижению прочности и надежности деталей узла автосцепки и возможным аварийным последствиям.

Для выбора расчетных моделей вагонов, которые следует использовать при оценке качества профиля по критерию  $K_1$ , сделан анализ эксплуатируемого вагонного парка и выделена группа моделей грузовых вагонов, имеющих наиболее неблагоприятные параметры для прохода горбов горок. Из всех моделей, разрешенных для пропуска через горб горки, наибольшие затруднения при проходе перевальной части выявлены у вагонов, предназначенных для перевозки автомобилей и легковесных грузов, а также у некоторых моделей специализированных платформ. Для этих вагонов свойственны максимальные значения величины дополнительного вертикального смещения осей автосцепок  $\Delta h_{\text{geom}}^{\max}$ .

Исходя из данных, полученных при анализе, для исследования проходимости сцепов по перевальной части горки по критерию  $K_1$  определены следующие расчетные модели вагонов:

за расчетную модель № 1 четырехосного вагона, оборудованного модернизированной автосцепкой СА-3 с центрирующим прибором с упругой опорой хвостовика и параметром

$\Delta h_{\text{доп}} = 250$  мм, принимается крытый вагон для легковесных грузов модели 11-1709 и подобных длиной 25,62 м, имеющий размеры базы  $l_b = 18,0$  м и консоли  $l_k = 3,81$  м;

за расчетную модель № 2 четырехосного вагона, оборудованного стандартной автосцепкой СА-3 с центрирующим прибором жесткого типа и параметром  $\Delta h_{\text{доп}} = 180$  мм, принимается стандартная платформа для перевозки крупнотоннажных контейнеров модели 13-2116 и подобных длиной 19,62 м, имеющая размеры базы  $l_b = 14,72$  м и консоли  $l_k = 2,45$  м.

Линейные размеры указанных моделей вагонов обеспечивают высокие значения расчетной величины  $\Delta h_{\text{geom}}$  находящиеся близко к предельным уровням ( $\Delta h_{\text{доп}} - \Delta h_{\text{нач}}$ ), установленным нормами [4].

Автосцепки выбранных моделей могут быть оснащены ограничителем вертикальных перемещений. В этом случае самопривильное расцепление при проходе горба горки исключается при любых расчетных значениях  $\Delta h_{\text{geom}}$ . Однако при превышении расчетного относительного вертикального смещения автосцепок выше предельно допускаемого уровня  $\Delta h_{\text{доп}}$  прохождение таких сцепленных вагонов будет сопровождаться их сверхнормативным силовым взаимодействием через автосцепки.

Для оценки качества продольного профиля по критерию  $K_2$  требуется определить значение радиуса вертикальной кривой со стороны спускной части. При этом предлагается использовать дополнительную расчетную модель вагона № 3. Она представляет собой абстрактный короткобазный вагон с задаваемыми линейными параметрами, при которых его база не будет превышать половины длины вертикальной кривой на горбе горки. Это обеспечит более достоверное определение значения усредненного радиуса вертикальной кривой по сравнению с использованием расчетных моделей вагонов № 1 и № 2, так как уменьшит влияние просадок и прочих деформаций пути вне вертикальной кривой.

## МЕТОДИКА ОЦЕНКИ ПРОДОЛЬНОГО ПРОФИЛЯ ПЕРЕВАЛЬНОЙ ЧАСТИ ГОРКИ

Анализ текущего состояния перевальной части горки по предлагаемой методике производится сравнением показателей  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max(+)} \text{ и } \Delta h_{\text{ geom}}^{\max(-)}$ , получаемых при моделировании прохода расчетных моделей вагонов по исследуемому фактическому и по «эталонному» горбу (очертание которого соответствует проектной линии продольного профиля горки).

Превышение абсолютных значений исследуемых величин  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$  над «эталонными» свидетельствует о том, что фактические значения радиусов вертикальных кривых меньше проектных. Меньшие абсолютные значения исследуемых величин  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$  по сравнению с «эталонными» свидетельствуют, что фактические значения радиусов вертикальных кривых выше проектных.

Очевидно, что необходимо установить допускаемые границы исследуемого параметра  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$ , в пределах которых состояние продольного профиля горба горки можно оценить как удовлетворительное. Выход за обозначенные границы требует проведения выправки продольного профиля горба горки. Обоснование допускаемых границ представлено ниже.

Правилами и нормами [1, 2] установлены минимальные значения радиусов вертикальных кривых на горбе горки со стороны спускной ( $R_c = 250$  м) и надвижной ( $R_h = 350$  м) частей. Также установлены максимальные значения допускаемых местных отклонений продольного профиля перевальной части, которые составляют до  $-10$  мм на  $10\text{--}15$  м участка пути. В данном случае отсутствие положительных величин фактически означает, что не допускается уменьшение значений радиусов вертикальных кривых менее минимальной нормативной величины, равной  $250$  м. Кроме того, нормами для расчета и проектирования вагонов [4] проверяется проход сцепов вновь проектируемых вагонов по горбу горки с переломом  $55\%$  между плоскостями надвижной и спускной частей, сопряженными вертикальной кривой с радиусом  $250$  м. Прохождение вагонами в сцепленном состоянии вертикальных кривых меньшего радиуса нормами не предусмотрено.

Исходя из этого для оценки продольного профиля эксплуатируемых горбов сортировочных горок по критерию  $K_1$  целесообразно установить два уровня допустимой верхней границы показателя  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$ :

максимальный проектный уровень  $\Delta h_{\text{ проект}}^{\max}$  соответствует величине  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$ , получаемой моделированием на «эталонном» горбе при установленных согласно проекту параметрах надвижной, перевальной и спускной частей горки (длин прямолинейных элементов и величин их уклонов) и значениях радиусов сопрягающих вертикальных кривых на горбе горки, равных максимальным нормативным проектным значениям  $R_c = 300$  м,  $R_h = 400$  м;

максимальный критический уровень  $\Delta h_{\text{ крит}}^{\max}$  соответствует величине  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$ , получаемой моделированием по горбу горки с переломом  $55\%$  между плоскостями надвижной и спускной частей, сопряженными вертикальной кривой с радиусом  $250$  м.

Если исследуемая величина  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$  превышает максимальный проектный уровень  $\Delta h_{\text{ крит}}^{\max}$ , значит, фактический радиус сопрягающей кривой на горбе горки в результате искажения

продольного профиля горочного пути вышел за допустимые границы и имеет значение ниже  $250$  м. Следовательно, требуется приведение продольного профиля горба горки в соответствие проекту.

Превышение исследуемой величиной  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$  максимального критического уровня  $\Delta h_{\text{ крит}}^{\max}$  также показывает, что фактический радиус сопрягающей кривой на горбе горки в результате искажения продольного профиля горочного пути имеет значение ниже  $250$  м и создается угроза повреждения подвижного состава и грузов, перевозимых в сцепе с опорой на два вагона. Соответственно требуется выправка продольного профиля горба горки.

Для сортировочных горок, имеющих суммарную крутизну сопрягаемых на горбе уклонов, равную  $\Delta i = 55\%$ , значения  $\Delta h_{\text{ проект}}^{\max}$  и  $\Delta h_{\text{ крит}}^{\max}$  равны, а для горок, у которых  $\Delta i < 55\%$ , значение  $\Delta h_{\text{ проект}}^{\max} < \Delta h_{\text{ крит}}^{\max}$ .

Чтобы облегчить отрыв отцепов от состава при роспуске с горки, правилами и нормами [1, 2] установлены также максимальные значения радиусов вертикальных кривых на горбе горки со стороны спускной ( $R_c = 300$  м) и надвижной ( $R_h = 400$  м) частей. Кроме того, нормами установлены максимальные значения допускаемых искажений продольного профиля перевальной части, которые фактически определяют максимально допустимые отклонения радиусов вертикальных кривых в верхнем диапазоне значений до  $10\%$ .

Исходя из этого для оценки качества продольного профиля эксплуатируемых горбов сортировочных горок по критерию  $K_2$  целесообразно установить следующие уровни нижней границы показателя  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\min}$ :

минимальный проектный уровень  $\Delta h_{\text{ проект}}^{\min}$  соответствует величине  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\min}$ , получаемой моделированием на «эталонном» горбе при установленных согласно проекту параметрах надвижной, перевальной и спускной частей горки (длин прямолинейных элементов и величин их уклонов) и значениях радиусов сопрягающих вертикальных кривых на горбе горки, равных максимальным нормативным проектным значениям  $R_c = 300$  м,  $R_h = 400$  м;

минимальный критический уровень  $\Delta h_{\text{ крит}}^{\min}$  соответствует величине  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\min}$ , получаемой моделированием на «эталонном» горбе при значениях радиусов сопрягающих вертикальных кривых на горбе горки, равных максимально допустимым значениям  $R_c = 330$  м,  $R_h = 440$  м.

Если исследуемая величина  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$  ниже минимального проектного уровня  $\Delta h_{\text{ проект}}^{\min}$ , следовательно, значения фактического радиуса сопрягающей кривой выходят за предельные значения, установленные проектом.

Отклонение исследуемой величины  $\Delta h_{\text{ geom}}^{\max}$  ниже минимального критического уровня  $\Delta h_{\text{ крит}}^{\min}$  показывает, что фактический радиус сопрягающей кривой на горбе горки  $R_c$  в результате искажения продольного профиля горочного пути превышает  $330$  м. В результате ухудшаются условия отделения отцепов от состава, учащаются случаи «неразделения» и «тягивания» отцепов, снижается скорость роспуска (особенно в летние жаркие периоды) и соответственно перерабатывающая способность горки. Следовательно, требуется проведение выправки продольного профиля горба горки.

Фактические значения радиусов вертикальных кривых на исследуемых горках можно определить по зависимости показателя  $\Delta h_{\text{геом}}^{\max}$  от радиуса вертикальной кривой, сопрягающей элементы «эталонного» горба со стороны спускной части горки (рис. 2). Зависимости получены при моделировании прохода сцепов по перевальной части горки в программе «Горб горки — Проверка профиля».

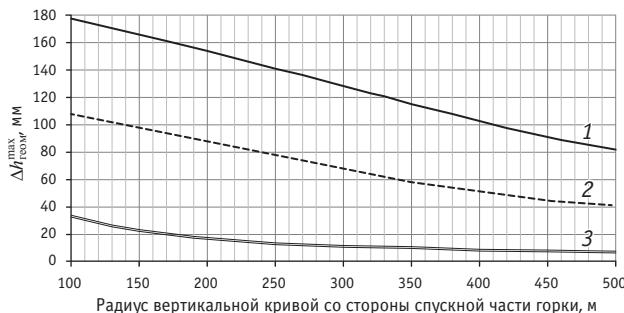


Рис. 2. Пример зависимости  $\Delta h_{\text{геом}}^{\max}$  от радиуса вертикальной кривой для горба горки с переломом 55% между плоскостями надвижной и спускной частей:

- 1 — расчетная модель № 1 (крытый вагон модели 11-1709);
- 2 — расчетная модель № 2 (платформа модели 11-2116)
- 3 — расчетная модель № 3 (абстрактный короткобазный вагон)

## ИССЛЕДОВАНИЕ

С использованием предложенной методики проведен ряд экспериментов по оценке конструкции горбов эксплуатируемых горок. Как правило, параметры продольного профиля перевальных частей горок попадают в диапазон допустимых значений, установленных правилами и нормами [1]. При этом бывают случаи выхода за установленные допустимые границы, обусловленные местными просадками пути и другими деформациями продольного профиля. В качестве примера на рис. 3 представлен продольный профиль горба эксплуатируемой сортировочной горки, имеющий достаточно сильные отклонения от проектных значений.

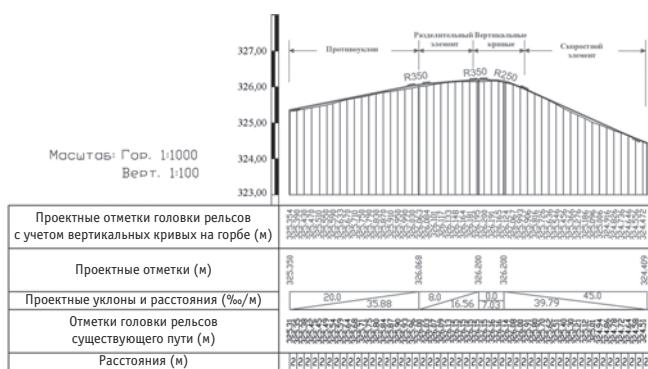


Рис. 3. Проектный и фактический продольный профиль горба сортировочной горки станции Н (результат съемки 2013 г.)

Данный продольный профиль относится ко второму варианту перевальной части (с профильным разделительным элементом) и имеет проектные параметры, близкие к предельным

(переломы профильных элементов близки к максимальным при минимальных значениях радиусов сопряжения).

Для оценки соответствия продольного профиля горба горки (см. рис. 3) правилам и нормам [1, 2] выполнено моделирование прохода сцепов расчетных моделей вагонов, результаты которого приведены в табл. 1 и на рис. 4.

Таблица 1

Сводная таблица оценки соответствия продольного профиля горба горки нормативным требованиям

Параметр	Расчетные модели вагонов		
	Крытый вагон модели 11-1709	Платформа модели 11-2116	Абстрактный короткобазный вагон
Фактическое значение $\Delta h_{\text{геом}}^{\max}$ , мм	164	98	25
Максимальный проектный уровень $\Delta h_{\text{проект}}^{\max}$ , мм	138	77	14
Максимальный критический уровень $\Delta h_{\text{крит}}^{\max}$ , мм	141	79	14
Минимальный проектный уровень $\Delta h_{\text{проект}}^{\min}$ , мм	126	68	11
Минимальный критический уровень $\Delta h_{\text{крит}}^{\min}$ , мм	118	62	10
Ориентировочное значение фактического радиуса сопрягающей вертикальной кривой (с учетом деформаций пути), м	135	140	135
Соответствие продольного профиля горба правилам и нормам [1, 2]	Не соответствует, радиус < 250 м	Не соответствует, радиус < 250 м	Не соответствует, радиус < 250 м

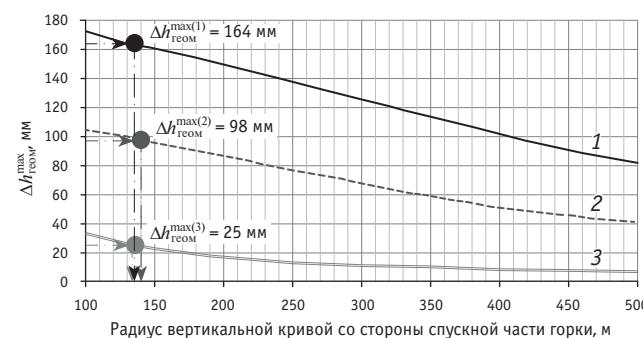


Рис. 4. Определение фактических радиусов вертикальных кривых по зависимостям значений  $\Delta h_{\text{геом}}^{\max}$  от величин проектного радиуса вертикальной кривой для горба горки станции Н:

- 1 — расчетная модель № 1 (крытый вагон модели 11-1709);
- 2 — расчетная модель № 2 (платформа модели 11-2116)
- 3 — расчетная модель № 3 (абстрактный короткобазный вагон)

Некоторые отличия в значениях радиусов, полученных для разных расчетных моделей, вызваны особенностями прохождения конкретного вагона через горб горки, связанными с имеющимися на этой горке местными отклонениями профиля.

По результатам оценки продольного профиля перевальной части сортировочной горки станции Н выявлено, что горб горки не соответствует нормативным требованиям [1, 2], так как радиус сопряжения спускной части с горбом значительно меньше установленного: менее 150 м вместо 250 м. То есть для исключения случаев самопроизвольного расцепления вагонов и повреждения деталей автосцепного устройства следует произвести выправку продольного профиля.

Достоверность проведенных расчетов и сделанных выводов подтверждается фактами самопроизвольного расцепления вагонов, а также повреждения автосцепных устройств подвижного состава (обрыв маятниковых подвесок, изломы ограничителей вертикальных перемещений и т.п.) на сортировочной горке станции Н в период 2013–2014 гг.

## ВЫВОДЫ

Разработана новая методика оценки качества продольного профиля перевальной части эксплуатируемых сортировочных горок. С помощью этой методики можно оценить качество профиля горба горки с учетом местных отклонений пути в условиях, когда использование аналитических методов затруднено. Например, при предоставлении для анализа данных съемки,

## Литература

- Правила и нормы проектирования сортировочных устройств на железных дорогах колеи 1520 мм / МПС РФ. М. : Техинформ, 2003. 168 с.
- СП 225.1326000.2014. Станционные здания, сооружения и устройства / ОАО «ВНИИЖТ» ; ЗАО «ПромтрансНИИпроект» ; ОАО «НИИАС» и др. М., 2015. 135 с.
- Сцепляемость и проходимость вагонов в кривых малого радиуса и по горкам / Под общ. ред. Ю. А. Хапилова // Тр. ЦНИИ МПС. 1971. Вып. 440. 96 с.
- Нормы для расчета и проектирования вагонов железных дорог МПС колеи 1520 мм (несамоходных) с изменениями и дополнениями № 1 (с 01.02.2000), № 2 (с 01.03.02), № 3 (с 01.03.04). М. : ГосНИИВ–ВНИИЖТ, 1996. 318 с.
- Дашков М. Г. Вопросы проектирования и выправки профиля сортировочных горок : автореф. дис. ... канд. техн. наук. Л. : Ленингр. ин-т инженеров ж.-д. трансп., 1980. 20 с.
- Правила технической эксплуатации железных дорог Российской Федерации / утв. приказом Минтранса России от 21.12.10 № 286 [Электронный ресурс]. URL: [http://static.scbit.com/scb/uploaded/1\\_1360698501.pdf](http://static.scbit.com/scb/uploaded/1_1360698501.pdf) (дата обращения: 29.10.2015).
- Способ контроля вертикальных кривых / В. Б. Андреев : а.с. 387065 СССР. № 1214855/27–11 ; заявл. 09.01.68 ; опубл. 21.06.73, Бюл. № 27.
- Клинов А. А., Осипов Д. В. Моделирование проходимости вагонов без саморасцепа по перевальной части сортировочной горки // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. 2015. № 3 (47). С. 154–160. ISSN 1813–9108.
- Осипов Д. В. Влияние искажений продольного профиля перевальной части сортировочной горки на проход отцепов без саморасцепа // Современная наука: теоретический и практический взгляд : сб. ст. Междунар. науч.-техн. конф. Ч. 1. Уфа : АЭТЕРНА, 2015. С. 32–36.
- Александров А. Э. Планирование поездообразования в системе АСУ станции // Транспорт Урала. 2008. № 2 (17). С. 47–51. ISSN 1815–9400.

не позволяющих точно установить радиусы вертикальных кривых (шаг съемки 2 м при точности высотных отметок 10 мм), а также при наличии сильных локальных искажений профиля, осложняющих получение правильного вывода по усредненному радиусу сопрягающей вертикальной кривой.

На основе методики можно оценивать продольный профиль горба горки по таким основным критериям, как:

проходимость вагонов в сцепленном состоянии по перевальной части сортировочной горки без самопроизвольного расцепления и сверхнормативного нагружения узлов вагонов ( $K_1$ );

своевременное отделение отцепов и создание условий для уменьшения разницы интервалов следования между плохими и хорошими бегунами ( $K_2$ ).

Применение методики и разработанного программного обеспечения позволит осуществлять качественный мониторинг состояния продольного профиля горбов эксплуатируемых горок, а значит, своевременно планировать проведение их выправки по текущему состоянию.

Предлагаемая методика и разработанная для нее имитационная модель могут быть использованы совместно с другими имитационными моделями, применяемыми для анализа технологии и конструкции сортировочных станций (например, [10]).

## References

- Правила и нормы проектирования сортировочных устройств на железных дорогах колеи 1520 мм [The rules and standards for designing hump facilities on 1520 mm railways] / MPS RF. M. : Tekhninform, 2003. 168 p.
- SP 225.1326000.2014. Stantsionnye zdaniya, sooruzheniya i ustroystva [Station buildings, facilities and equipment] / OAO «VNIIZhT» ; ZAO «PromtransNIIproekt» ; OAO «NIIAS» i dr. M., 2015. 135 p.
- Stselyaemost i prokhodimost vagonov v krivykh malogo radiusa i po gorkam [Coupling ability and passing ability of cars in tight curves and on humps] / Pod obshch. red. Yu. A. Khapilova // Tr. TsNII MPP. 1971. Vyp. 440. 96 p.
- Normy dlya rascheta i proektirovaniya vagonov zheleznykh dorog MPS kolei 1520 mm (nesamokhodnykh) s izmeneniyami i dopolneniyami № 1 (s 01.02.2000), № 2 (s 01.03.02), № 3 (s 01.03.04) [Rules for analysis and design of 1520 mm railway cars of RF Railway Ministry (non-powered), as amended No. 1 (from 01.02.2000), No. 2 (from 01.03.02), No. 3 (from 01.03.04)]. M. : GosNIV–VNIIZhT, 1996. 318 p.
- Dashkov M. G. Voprosy proektirovaniya i vypravki profilya sortirovochnykh gorok : avtoref. dis. ... kand. tekhn. nauk [Issues of design and straightening of hump profiles : PhD in Engineering Thesis]. L. : Leningr. in-t inzhenerov zh.-d. transp., 1980. 20 p.
- Pravila tekhnicheskoy ekspluatatsii zheleznykh dorog Rossiskoy Federatsii / utv. prikazom Mintransa Rossii ot 21.12.10 № 286 [Rules of operation of railways of the Russian Federation / approved by Order of the Ministry of Transport of the Russian Federation of 21.12.10 No. 286]. [Electronic resource]. URL: [http://static.scbit.com/scb/uploaded/1\\_1360698501.pdf](http://static.scbit.com/scb/uploaded/1_1360698501.pdf) (date accessed: 29.10.2015).
- Sposob kontrolya vertikalnykh krivykh [A method for controlling vertical curves] / V. B. Andreev : a. s. 387065 SSSR. № 1214855/27–11 ; appl. 09.01.68 ; publ. 21.06.73, Bul. № 27.
- Klimov A. A., Osipov D. V. Modelirovanie prokhodimosti vagonov bez samorastsepa po perevalnoy chasti sortirovochnoy gorki [Modeling of car passing ability on gravity part of hump without spontaneous decoupling] // Sovremennye tekhnologii. Sistemnyi analiz. Modelirovaniye. 2015. № 3 (47). P. 154–160. ISSN 1813–9108.
- Osipov D. V. Vliyanie iskazheniy prodol'nogo profilya perevalnoy chasti sortirovochnoy gorki na prokhod ottsepov bez samorastsepa [Influence of distortion of longitudinal profile of gravity part of hump on the passage of cuts without spontaneous decoupling] // Sovremennaya nauka: teoreticheskiy i prakticheskiy vzglyad : sb. st. Mezhdunar. nauch.-tekhn. konf. Ch. 1. Ufa : AETERNA, 2015. P. 32–36.
- Alexandrov A. E. Planirovaniye poezdoobrazovaniya v sisteme ASU stantsii [Planning of train formation in station's APCS] // Transport of the Urals. 2008. № 2 (17). P. 47–51. ISSN 1815–9400.

УДК 656.212.5

Александр Владимирович Сацюк, аспирант кафедры «Автоматика, телемеханика, связь и вычислительная техника» Донецкого института железнодорожного транспорта (ДонИЖТ),  
 Сергей Валентинович Бушуев, кандидат технических наук,  
 доцент кафедры «Автоматика, телемеханика и связь на железнодорожном транспорте»  
 Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
 Михаил Николаевич Чепцов, доктор технических наук, профессор кафедры «Автоматика, телемеханика, связь и вычислительная техника» Донецкого института железнодорожного транспорта (ДонИЖТ)

## ПРОГНОЗНОЕ ДИНАМИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ЗАТРАТ ПРИ РАСФОРМИРОВАНИИ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА НА СОРТИРОВОЧНОЙ ГОРКЕ

Alexander Vladimirovich Satsyuk, graduate student, Department of Automation, Telemechanics, Communications and Computer Engineering, Donetsk Institute of Railway Transport (DonIZhT), Sergey Valentinovich Bushuev, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Railway Automation, Telemechanics and Communication, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg, Mikhail Nikolayevich Cheptsov, DSc in Engineering, Professor, Department of Automation, Telemechanics, Communications and Computer Engineering, Donetsk Institute of Railway Transport (DonIZhT)

### Predictive dynamic modeling of energy inputs in rolling stock break up on hump

#### Аннотация

В статье рассмотрены факторы, влияющие на скорость скатывания отцепа с горба горки. На основе этого разработана прогнозная динамическая модель энергетических затрат на расформирование подвижного состава. Показано функционирование модели на примере роспуска состава.

**Ключевые слова:** система управления компрессорной установкой, сортировочная горка, скатывание вагонов, динамическое моделирование, затраты энергии, роспуск состава, энергетическая высота.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-69-73

#### Summary

The article examines the factors affecting the speed of cut rolling down from hump crest. On this basis, a predictive dynamic model of energy inputs for train break up has been developed. Operation of the model is shown by the example of train splitting up.

**Keywords:** compressor unit control system, hump, car rolling, dynamic modeling, energy inputs, train split-up, energy height.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-69-73

#### ВВЕДЕНИЕ

Основным потребителем электроэнергии на сортировочной горке (СГ) является компрессорная установка (КУ), которая оборудована системой автоматического управления. Такая система обеспечивает непрерывную генерацию сжатого воздуха, но в то же время не учитывает особенности технологического процесса [1]. Это приводит к значительным затратам энергии [2]. С другой стороны, благодаря интенсивному развитию информационных систем на железнодорожном транспорте данные об энергозатратах на СГ можно получить на этапе формирования поезда. Поэтому задача, связанная с разработкой метода оценки затрат энергии в прогнозном режиме, является весьма актуальной, так как ее решение позволяет оптимизировать процесс управления КУ. Для этого необходимо составить математическую модель затрат энергии на переработку одного вагона. Такая модель рассмотрена в работе [3] в виде энергетического баланса горки

$$H_r + h_{0(\max)} = h_w^{OX} + H_{r(\max)} + h_{h_3}, \quad (1)$$

где  $H_r$  — энергетическая высота горки, м;

$h_{0(\max)}$  — энергетическая высота, отвечающая максимальной расчетной скорости роспуска, м;

$h_w^{OX}$  — энергетическая высота, обусловленная суммарным действием всех сил сопротивления роспуску при пробеге этажного отцепа ( $OX$ ), м;

69

Октябрь – Декабрь

$H_{t(\max)}$  — энергетическая высота, соответствующая общей затраченной энергии тормозных позиций, м;

$h_{n3}$  — разница отметок низа последней тормозной позиции и расчетной точки пути, м.

Если из уравнения (1) выразить  $H_{t(\max)}$ , то можно определить максимальные затраты мощности всех замедлителей, которые приходятся на роспуск одного эталонного отцепа [3]. Недостаток такой модели — ее негибкость: расчет ведется по критическим параметрам, тем самым индивидуальные особенности вагона не учитываются, что приводит к максимальному расходу электроэнергии КУ.

## ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Разработать прогнозную динамическую модель энергетических затрат при расформировании подвижного состава на сортировочной горке с учетом весовых характеристик и типов вагонов.

## РАЗРАБОТКА ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ЗАТРАТ ЭНЕРГИИ НА РОСПУСК ВАГОНОВ

Для разработки динамической модели затрат энергии на сортировочной станции (СС) в зависимости от процесса роспуска вагонов рассмотрим уравнение энергетического баланса горки. Из выражения (1) найдем мощность в метрах энергетической высоты  $H_{t(\max)}$ , которую потребляют замедлители на торможение одного вагона в наиболее сложных условиях (тяжелый отцеп, максимально заполненный путь приема):

$$H_{t(\max)} = H_r + h_{0(\max)} - h_w^{\text{OX}} - h_{n3}.$$

После замены  $H_{t(\max)}$  на  $H_{tj}$ ,  $h_{0(\max)}$  на  $h_{0j}$  и  $h_w^{\text{OX}}$  на  $h_{wj}$  уравнение можно использовать для всех типов вагонов при различных условиях расформирования. Тогда выражение для  $j$ -го вагона примет вид

$$H_{tj} = H_r + h_{0j} - h_{wj} - h_{n3j}, \quad (2)$$

где  $H_{tj}$  — энергетическая высота, соответствующая общей энергии тормозных позиций, затраченных на переработку  $j$ -го вагона, м;

$h_{0j}$  — энергетическая высота, которая отвечает максимальной расчетной скорости роспуска для  $j$ -го вагона, м;

$h_{wj}$  — энергетическая высота, обусловленная суммарным действием всех сил сопротивления роспуску при пробеге  $j$ -го вагона с горба горки до расчетной точки, м;

$h_{n3j}$  — разница отметок низа последней тормозной позиции и расчетной точки пути, м.

Распределение энергетических высот (2) по участкам горки во время скатывания вагона приведено на рис. 1.

Рассмотрим составляющие уравнения (2). Энергетическая высота  $h_{0j}$  зависит от скорости и веса отцепа и является основным параметром, влияющим на  $H_{tj}$ ,

$$h_{0j} = \frac{V_0^2}{2 \cdot g'}, \quad (3)$$

где  $V_0$  — максимальная скорость роспуска отцепа (1,9–2,2 м/с);

$g'$  — коэффициент, учитывающий ускорение свободного падения и инерцию вращающихся механизмов вагона,

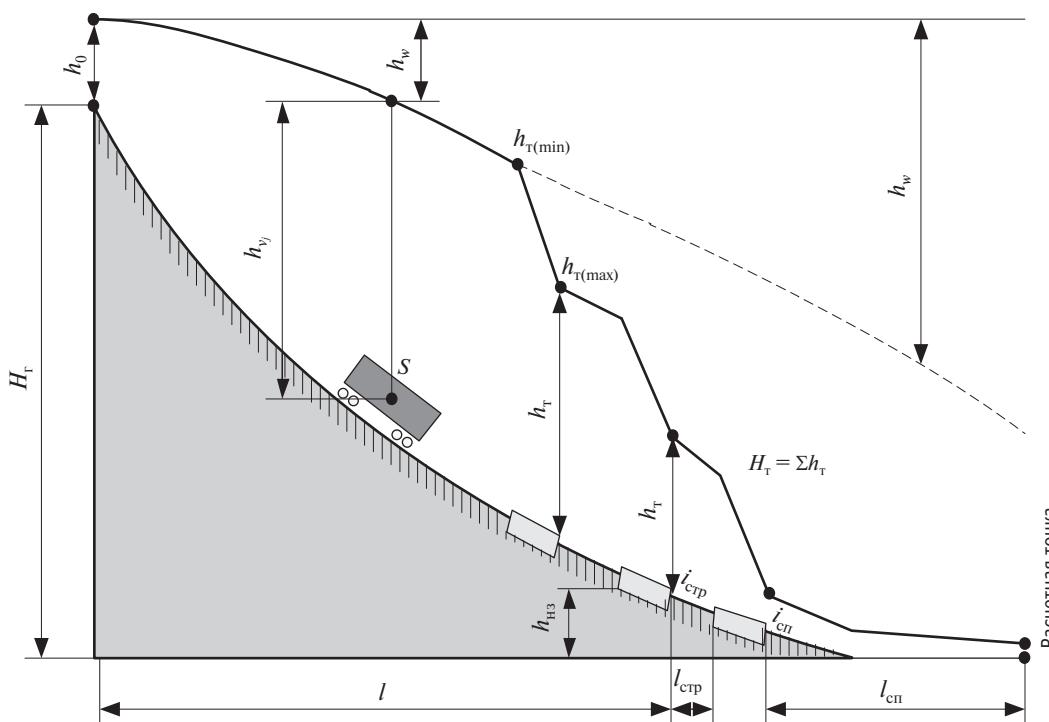


Рис. 1. Распределение энергетических высот



$$g' = \frac{g}{1-\gamma};$$

$$\gamma = \frac{420 \cdot n_j}{100 \cdot m_j},$$

где  $\gamma$  — коэффициент инерции оси;

$n_j$  — количество осей вагона;

$m_j$  — вес вагона брутто, т.

Соответственно для отцепа в точке  $S$  выражение (3) будет иметь вид  $h_{0j} = \frac{V^2}{2 \cdot g'}$ .

Поскольку уравнение (3) учитывает индивидуальные параметры вагона (величины  $m_j$  и  $n_j$ ), то каждому отцепу, который скатывается с горки, присвоено соответствующее значение  $h_{0j}$ .

Второй параметр, который влияет на  $H_{ij}$  — суммарное сопротивление роспуску вагона  $h_{wj}$ . Этот параметр учитывает все сопротивления, действующие на отцеп на протяжении маршрута [3],

$$h_{wj} = 10^{-3} \left[ (w_{0j} \pm w_{cpj})l + 9 \sum_{i=1}^m \alpha_{cpi} + 20n_{cpi} \right], \quad (4)$$

где  $w_{0j}$  — основное удельное сопротивление движению вагона на весом  $m_j$ ;

$w_{cpj}$  — сопротивление среды (ветер), которое влияет

на движение вагона  $\left( \pm w_{cpj} = \frac{17,8C \cdot S}{(273+t^\circ)m_j} v^2 \right)$  или отцепа

$\left( \pm w_{cpj} = \frac{17,8C \cdot S + \sum_{j=2}^n C_{xxy} S_j}{(273+t^\circ) \sum_{i=1}^m m_{ij}} v^2 \right)$ , здесь коэффициенты обтесаемости  $C, C_{xxy}$  — табличные значения [4], зависят от марки вагона; знак  $\pm$  определяется направлением движения воздушных масс [3];

$l$  — длина пробега от вершины горки до конца последней тормозной позиции, м;

$\sum_{i=1}^m \alpha_{cpi}$  — сумма углов поворотов на  $m$  стрелках, которые проходит отцеп по маршруту, град;

$n_{cpi}$  — число стрелочных переводов по маршруту следования отцепа.

Что касается составляющей  $h_{h3j}$  из уравнения (2), то на нее главным образом влияет длина свободного участка  $l_{cp}$  пути назначения:

$$h_{h3j} = 10^{-3} (i_{ctr} l_{ctr} + i_{cpi} l_{cpi}), \quad (5)$$

где  $i_{ctr}$  — уклон стрелочного участка (1,5–2 %);

$l_{ctr}$  — расстояние от конца последней тормозной позиции до граничного столбика наиболее удаленной стрелки, м;

$i_{cpi}$  — уклон пути головы сортировочного парка, %;

$l_{cpi}$  — расстояние от граничного столбика наиболее удаленной стрелки до расчетной точки, м (см. рис. 1).

Анализ выражений (2)–(5) показывает, что основные переменные параметры, которые влияют на  $H_{ij}$  — это вес и направление назначения вагона (т.е. путь на сортировочной станции). Обе характеристики можно получить из натурного листа на этапе формирования подвижного состава на станции отправления. Данные о весе вагонов образуют массив  $M_B = \{m_{bj}, m_{B(j+1)}, \dots, m_{Bm}\}$ , где  $m_{bj}$  — вес  $j$ -го вагона,  $m$  — число вагонов в составе. Каждому  $j$ -му вагону, который будет скатываться на  $i$ -й путь, ставится в соответствие вектор длин  $B_{ji} = \{b_{j1}, b_{j2}, \dots, b_{jn}\}$ , где  $b_{ji}$  — длина вагона,  $n$  — число путей сортировочного парка для накопления составов.

Следует отметить, что во время роспуска вагонов только один элемент вектора имеет ненулевое значение. Это обусловлено тем, что после скатывания одного вагона (отцепа) занимается участок лишь одного пути СС, другие имеют постоянное значение длин свободных участков  $l_{cvi}$ . Таким образом,  $l_{cvi}$  на  $i$ -м пути уменьшается на величину  $b_{ji}$  (рис. 2):

$$l_{cvi} = l_{cvi(i,j-1)} - b_{ji}. \quad (6)$$

Процесс заполнения вагонами участков путей сортировочной станции рассмотрим относительно вагонов. Для этого  $j$ -му вагону, который скатывается с горки, присвоим собственные векторы  $B_{ji}$  и  $L_{cvi}$ .

Тогда в общем виде модель заполнения путей для каждого вагона на СС запишем как

$$L_{cvi} = L_{cvi(i,j-1)} - B_{ji}, \quad (7)$$

где  $L_{cvi} = \{l_{cvi1}, l_{cvi2}, \dots, l_{cvin}\}$  — одномерный массив данных свободности участков путей;

$n$  — количество путей;

$j$  — порядковый номер вагона.

На рис. 2 приведена схема функционирования модели (7), поясняющая процесс заполнения сортировочного парка вагонами.

На основании уравнений (2)–(7), учитывая статические, динамические характеристики вагонов, их направления и особенности профиля сортировочной горки, составим динамическую модель энергетических затрат, которые приходятся на торможение одного вагона:

$$\begin{cases} M_B = \{m_{bj}, m_{B(j+1)}, \dots, m_{Bm}\} \\ L_{cvi} = L_{cvi(i,j-1)} - B_{ji} \\ H_{ij} = H_r + h_{0j} - h_{wj} - h_{h3j} \\ h_{0j} = \frac{(1 - 420n_j / 100m_j)V_0^2}{2g} \\ h_{wj} = 10^{-3} [(w_{0j} \pm w_{cpj})l + 9 \sum_i^m \alpha_{cpi} + 20n_{cpi}] \\ h_{h3j} = 10^{-3} (i_{ctr} l_{ctr} + i_{cpi} l_{cpi}) \end{cases}. \quad (8)$$

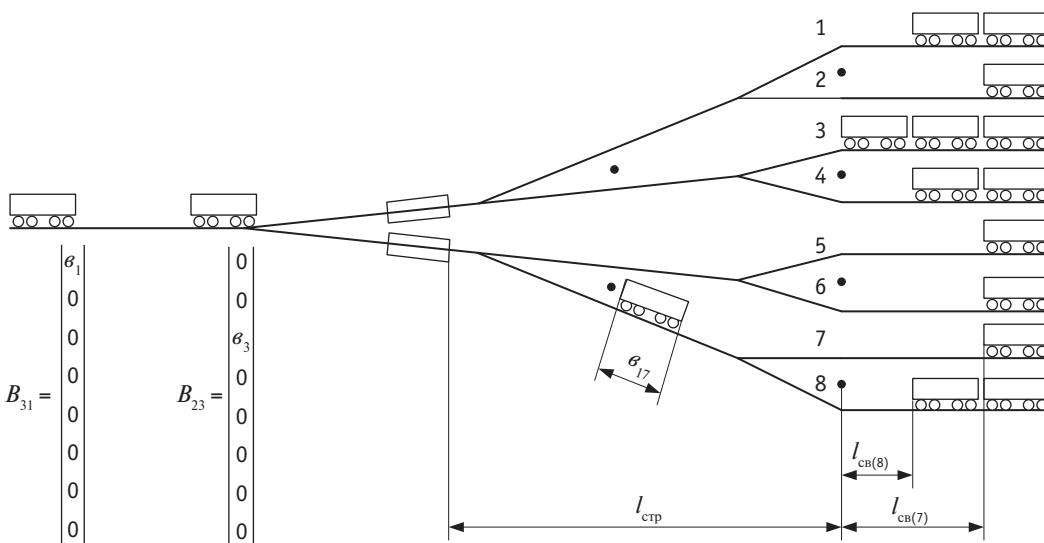


Рис. 2. Схема заполнения путей вагонами в процессе роспуска

Система (8) может быть использована как прогнозная модель расходов механической энергии, приходящейся на торможение одного вагона. Для этого должны быть известны весовые характеристики и путь назначения вагонов.

Кроме того, суммируя соответствующие энергетические затраты замедлителей  $H_{ij}$  на роспуск вагонов, получим энергетические затраты замедлителей на расформирование подвижного состава:

$$H_T = \sum_{j=1}^m H_{Tj}. \quad (9)$$

Рассмотрим функционирование прогнозной динамической модели (8) и (9) на примере расформирования подвижного состава из 28 вагонов на сортировочной горке Ясиноватая Восточная (Донецкая область, Украина). Исходные данные, полученные из натурного и сортировочного листов к моменту начала роспуска состава, приведены в табл. 1.

Таблица 1

Порядок роспуска вагонов по путям назначения

№ отцепа	№ вагона	Вес вагона брутто $m_{2j}, \text{т}$	№ пути приема
1	56133622	89	23
	53472494	69	23
2	24629354	22	12
3	68566157	91	2
4	52435450	85	3
5	65399909	22	12
6	24334880	22	28
7	59726778	22	3
8	57255614	22	12

Окончание табл. 1

№ отцепа	№ вагона	Вес вагона брутто $m_{2j}, \text{т}$	№ пути приема
9	53825709	62	11
10	66941253	62	12
11	24592545	78	12
	24592503	79	12
12	59900092	79	31
	58928663	79	31
13	54386990	91	23
	59929398	91	23
	44900850	91	23
	44938082	86	23
14	44194108	22	31
	44937050	22	31
	24631822	22	31
	68804269	22	31
	68478668	22	31
15	68621804	22	18
	68529676	22	18
	68612670	22	18
	68569326	22	18

Результаты расчета прогнозного распределения расходов энергии на торможение каждого вагона представлены на рис. 3. Как видно из этого рисунка, при роспуске на свободный путь вагона, имеющего меньший вес (см. табл. 1), энергия, затраченная замедлителями, минимальна. А при скатывании вагона с большим весом на занятый путь расходы энергии максимальны. При этом суммарная энергетическая высота, которую необходимо погасить за время роспуска подвижного состава (9), равна 171,612 м.

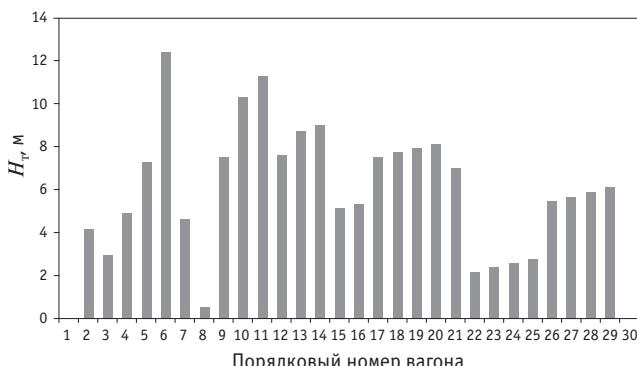


Рис. 3. Расчетный прогноз затрат энергии на замедлителях при расформировании подвижного состава

## ВЫВОДЫ

Разработана прогнозная динамическая модель энергетических затрат на расформирование подвижного состава, которая позволяет учитывать характеристики отцепов на основе данных современных информационных систем управления движением поездов.

Использование модели в составе комплекса технических средств управления компрессорными установками на сортировочной станции дает возможность оптимизировать затраты электроэнергии на расформирование подвижного состава. Кроме того, предполагаются модернизация традиционных методов регулирования производительности и замена таких операций, как остановка двигателя, дросселирование, стравливание воздуха через клапаны, на частотный метод регулирования электрического двигателя. При этом функционирование компрессорных установок в значительной мере будет зависеть от индивидуальных характеристик перерабатываемого подвижного состава.

## Литература

- Сагайтис В. С., Соколов В. Н. Устройства механизированных и автоматизированных сортировочных горок : справочник. М. : Транспорт, 1988. 208 с.
- Сацюк О. В., Поддубняк В. Й., Чепцов М. М. Аналіз залежності електро споживання компресорної установки від кількості оброблених вагонів на сортувальній гірці // Збірник наукових праць ДонІЗТ. 2012. № 29. С. 85–88. ISSN 1993–5579.
- Правдин Н. В., Банек Т. С., Негрей В. Я. Проектирование железнодорожных станций и узлов. Ч. 1 : учеб. пособие для трансп. вузов. Мн : Выш. шк., 1984. 288 с.
- Пастухов И. Ф., Пигунов В. В., Кошкада Р. О. Конструкция вагонов : учеб. для колледжей и техникумов ж.-д. трансп. / 2-е изд. М. : Маршрут, 2004. 504 с.

## References

- Sagaytis V. S., Sokolov V. N. Ustroystva mekhanizirovannykh i avtomatizirovannykh sortirovochnykh gorok : spravochnik [Mechanized and automated hump facilities : a handbook]. M. : Transport, 1988. 208 p.
- Satsyuk O. V., Poddubnyak V. Y., Cheptsov M. M. Analiz zalezhnosti elektrospozhivannya kompresornoy ustanovki vid kolkosti obroblenikh vagoniv na sortuvalniy girtsu [Analysis of dependence of compressor unit power consumption on the number of cars on the hump] // Zbirnik naukovikh prats DonIZhT. 2012. № 29. P. 85–88. ISSN 1993–5579.
- Pravdin N. V., Banek T. S., Negrey V. Ya. Proektirovaniye zheleznodorozhnykh stantsiy i uzlov. Ch. 1 : ucheb. posobie dlya transp. vuzov [Design of railway stations and junctions. Part 1 : a textbook for transport industry universities]. Mn : Vysh. shk., 1984. 288 p.
- Pastukhov I. F., Pigunov V. V., Koskhalda R. O. Konstruktсиya vagonov : ucheb. dlya kolledzhey i tekhnikumov zh.-d. transp. [Rail car design : a textbook for railway transport colleges and technical schools] / 2-e izd. M. : Marshrut, 2004. 504 p.

УДК 629.113

Сергей Александрович Войнаш, инженер кафедры «Наземные транспортные системы» Рубцовского индустриального института — филиала Алтайского государственного технического университета (РИИ АлтГТУ), Александр Станиславович Войнаш, доцент кафедры «Наземные транспортные системы» Рубцовского индустриального института — филиала Алтайского государственного технического университета (РИИ АлтГТУ), Александр Станиславович Демидов, кандидат технических наук, доцент кафедры «Мосты и транспортные тоннели» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## ИССЛЕДОВАНИЕ ФЕРМЕРСКОГО ГРУЗОВИКА В СОСТАВЕ МАЛОГАБАРИТНЫХ ПОГРУЗОЧНО-ТРАНСПОРТНЫХ МАШИН

Sergey Alexandrovich Voynash, engineer, Department of Land Transport Systems, Rubtsovsk Industrial Institute — a branch of Altai State Technical University (RII AltSTU), Alexander Stanislavovich Voynash, Associate Professor, Department of Land Transport Systems, Rubtsovsk Industrial Institute — a branch of Altai State Technical University (RII AltSTU), Alexander Stanislavovich Demidov, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Bridges and Tunnels, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### A study of agricultural truck as a small-sized cargo vehicle

#### Аннотация

На патентном уровне предложены механизмы, превращающие фермерский грузовик в малогабаритную машину конкретного целевого назначения, в том числе для погрузки-разгрузки штучных, насыпных, навалочных и затаренных грузов. Проведен расчетный анализ условий эффективного использования грузовика в качестве погрузочно-транспортного средства. При натурных испытаниях изменения внешних технологических нагрузок предложено имитировать с помощью балластных грузов (бетонных или металлических блоков), удерживаемых канатом лебедки на днище самосвального кузова аппарельного типа. Построена nomogramma нагрузок на переднем и заднем мостах грузовика, позволяющая анализировать экспериментальные данные.

**Ключевые слова:** фермерский грузовик, погрузочно-транспортная машина, самосвальный кузов аппарельного типа, лебедка, нагрузочные режимы, nomogramma нагрузок.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-74-77

#### Summary

Mechanisms are proposed on patent level that turn agricultural truck into a small-sized vehicle used for particular purpose, including for handling piece, bulk, and bagged goods. An analysis of the current conditions of efficient use of the truck as a cargo vehicle is presented. In full-scale tests it is proposed to simulate the change in external loads using ballast weights (concrete or metal blocks), held by the rope winch on the bottom of tipping box. Load nomogram on the front and rear axles of the truck has been constructed, allowing to analyze the experimental data.

**Keywords:** agricultural truck, cargo vehicle, tipper box, winch, load modes, load nomogram.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-74-77

**В** Рубцовском индустриальном институте — филиале Алтайского государственного технического университета им. И. И. Ползунова (РИИ АлтГТУ) разработан малотоннажный грузовик (автотрактор) ЭМ-0,6, предназначенный для механизации комплекса транспортно-технологических операций в крестьянских (фермерских) хозяйствах (КФХ) и личных подсобных хозяйствах (ЛПХ) [1–3]. Фермерский грузовик оснащен тяговой лебедкой и грузовой платформой в виде самосвального кузова аппарельного типа (т.е. кузова, имеющего в крайнем поднятом положении возможность упора в грунт задней кромкой днища).

Технический уровень механизации транспортных процессов в КФХ и ЛПХ во многом определяется временем и затратами ручного труда при погрузочно-разгрузочных операциях. Анализ тенденций развития отечественного и зарубежного малотоннажного транспорта показал, что фермерский грузовик целесообразно обеспечить набором унифицированных средств погрузки-разгрузки (УСПР). По сравнению с другими вариантами, которые реализуются за счет применения специализированных машин, УСПР имеют такие преимущества, как:

малые массогабаритные показатели;  
низкое потребление энергии;  
меньшее время на переналадку под конкретный вид груза.

По результатам исследований, проведенных в РИИ АлтГТУ, предложены схемные решения ряда устройств к фермерскому грузовику, превращающих его в малогабаритную погрузочно-транспортную машину конкретного целевого назначения. В частности, это механизм погрузки-разгрузки штучных и затаренных грузов со съемной стрелой-фермой, устанавливаемой на грузовую платформу путем жесткого прикрепления

еек к боковым стенкам кузова, которые в своей средней части снабжаются дополнительными усиливающими накладками (патент РФ № 2449902); механизм для контейнерной погрузки-разгрузки (патент РФ на полезную модель № 111071); механизм для погрузки и транспортировки рулонного сена (патент РФ № 2486076); механизм порционной разгрузки кузова при транспортировке насыпных и навалочных грузов (патент РФ № 2469883) и др. [4–11]. Так как основные несущие элементы предложенных устройств должны быть максимально унифицированы, необходимо всестороннее изучение действующих на них силовых факторов, обусловленных параметрами и грузовика (масса шасси, колея, продольная база и др.), и самих механизмов погрузки-разгрузки (вылеты, грузовые моменты и т. п.).

Поскольку взаимное воздействие параметров грузовика и УСПР имеет сложный и часто неявный характер, это не позволяет установить адекватные зависимости, связывающие их. Кроме того, отсутствуют экспериментальные данные о влиянии параметров УСПР на длительность погрузки-разгрузки. Также нет математической модели, позволяющей определить, как влияют режимы функционирования и конструктивные параметры УСПР на производительность малогабаритной погрузочно-транспортной машины. Все это подтверждает актуальность исследований, отдельные результаты которых представлены ниже.

Для обоснования вылета съемной стрелы-фермы рассмотрена расчетная плоская схема сил при подъеме груза (рис. 1). На затаренный груз действуют усилие каната  $P_{tp}$  и сила тяжести  $Q$ .

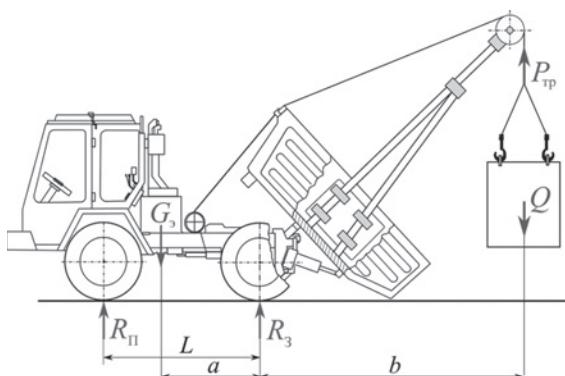


Рис. 1. Погрузка затаренного груза механизмом со съемной стрелой-фермой

Из условия равновесия малогабаритной погрузочно-транспортной машины под действием сил при равномерном движении по ровной горизонтальной опорной поверхности следует:

$$G_3 \cdot a = Q \cdot b - k \cdot 2 \cdot R_n \cdot L, \quad (1)$$

где  $G_3$  — эксплуатационный вес машины,  $G_3 = 1945$  кгс;  $a, b$  — плечи сил до точки опоры ведущего колеса на почву;  $Q$  — сила тяжести, кг;  $k$  — коэффициент запаса,  $k = 1,0\text{--}1,6$ ;  $R_n$  — реакция почвы на управляемое колесо;  $L$  — продольная база автотрактора,  $L = 1,85$  м.

Для спроектированного фермерского грузовика плечо  $a$  в зависимости от степени «сброшенности» кузова может меняться в определенных пределах. Предварительный анализ конструкции показал, что можно принять  $a = 1,03\text{--}1,11$  м, где большее значение соответствует транспортному положению кузова.

Условием управляемости при движении малогабаритной погрузочно-транспортной машины является соотношение

$$2 \cdot R_n > 0,15 \cdot G_3. \quad (2)$$

Подставив соотношение (2) в уравнение (1) и проведя преобразования, получим

$$b_{max} = G_3 \cdot (a - k \cdot 0,15 \cdot L) / Q, \quad (3)$$

или

$$b_{max} = 1945 \cdot (1,03 - k \cdot 0,278) / Q. \quad (4)$$

Результаты расчетов по формуле (4) представлены на рис. 2.

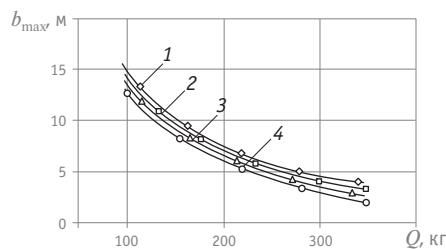


Рис. 2. Зависимость максимального вылета стрелы от массы затаренного груза:

- 1 — при  $k = 1,0$ ;
- 2 — при  $k = 1,2$ ;
- 3 — при  $k = 1,4$ ;
- 4 — при  $k = 1,6$

Очевидно, что для фермерского грузовика при принятом вылете съемной стрелы-фермы, обеспечивающем погрузку затаренного груза в кузов транспортного средства (грузового автомобиля, тракторного прицепа), массу одновременно погружаемого груза можно принять не менее 200 кг.

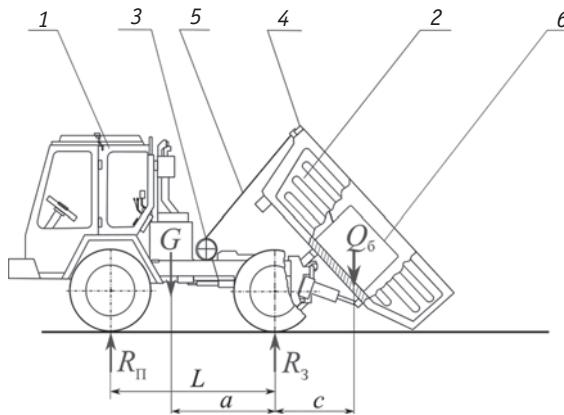
При анализе других параметров малогабаритной погрузочно-транспортной машины на базе фермерского грузовика можно использовать изложенную методику при условии соответствующего уточнения численных значений величин  $a, b$  и  $k$ , входящих в формулу (1).

В связи с новизной предложенных конструкций малогабаритных погрузочно-транспортных машин целесообразно изучить управляемость, устойчивость, проходимость и другие эксплуатационные свойства фермерского грузовика. Важным элементом практически всех названных исследований являются нагрузочные режимы ходовой части.

При проведении экспериментов определить реакции, действующие на колеса ведомого  $R_n$  и ведущего  $R_3$  мостов, позволяют известные методы, например использование напольных весов, устанавливаемых под каждым колесом.

В натурных лабораторно-полевых испытаниях изменение внешних технологических нагрузок на фермерский грузовик, оснащенный УСПР, можно имитировать с помощью балластных грузов (бетонных или металлических блоков), удерживаемых

канатом лебедки на днище самосвального кузова. При этом сам кузов удерживается гидроприводом в положении, промежуточном между транспортным, когда кузов уложен на раму шасси грузовика, и загрузочным, когда задняя кромка его днища упирается в грунт (рис. 3).



*Рис. 3. Удержание балластного груза*

**в самосвальном кузове с помощью каната лебедки:**

- 1 — грузовик; 2 — самосвальный кузов; 3 — лебедка с приводом;
- 4 — блок на передней стенке кузова; 5 — канат; 6 — балластный груз

Согласно приведенной на рис. 3 расчетной схеме, теоретические значения реакций  $R_n$  и  $R_3$  могут быть определены по формулам:

$$R_n = (G \cdot a - Q_6 \cdot c) / L; \quad (5)$$

$$R_3 = G + Q_6 - R_n, \quad (6)$$

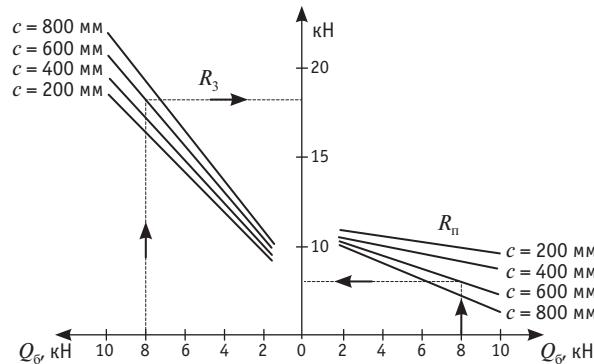
где  $G$  — эксплуатационный вес грузовика;

$Q_6$  — вес балластного груза;

$a, c$  — плечи сил  $G$  и  $Q_6$  относительно точки контакта ведущего колеса с грунтом;

$L$  — продольная база грузовика.

Найденные теоретические значения реакций  $R_n$  и  $R_3$  представленные в виде номограммы (рис. 4), можно использовать для предварительного прогноза и анализа экспериментальных данных.



*Рис. 4. Теоретические значения реакций  $R_n$  и  $R_3$   
(ключи для пользования номограммой показаны  
при грузе  $Q_6 = 8$  кН и плече  $c = 600$  мм)*

## ВЫВОДЫ

1. Показана целесообразность оснащения фермерского грузовика унифицированными механизмами, превращающими его в малогабаритную погрузочно-транспортную машину конкретного целевого назначения, в том числе для погрузки-разгрузки штучных, насыпных, навалочных и затаренных грузов.

2. Получены зависимости, связывающие параметры унифицированных механизмов с конструктивными параметрами и режимами использования фермерского грузовика. Так, при погрузке на другое транспортное средство (автомобиль, тракторный прицеп) массу груза, погружаемого стрелой-фермой, можно принять не менее 200 кг.

3. Предложена номограмма нагрузок на переднем и заднем мостах фермерского грузовика, которая может быть использована для предварительного прогноза и анализа экспериментальных данных лабораторно-полевых испытаний.

## Литература

1. Войнаш С. А., Войнаш А. С. Анализ концептуальных подходов к решению проблемы механизации работ в крестьянских (фермерских) хозяйствах // Тракторы и сельхозмашинь. 2012. № 3. С. 51–55. ISSN 0235-8573.
2. Войнаш С. А., Войнаш А. С., Демидов А. С. Повышение проходимости и маневренности фермерского малотоннажного грузовика // Транспорт Урала. 2014. № 3 (42). С. 86–89. ISSN 1815–9400.
3. Войнаш С. А., Войнаш А. С., Демидов А. С. Конструктивные особенности фермерского малотоннажного грузовика // Транспорт Урала. 2015. № 1 (44). С. 79–83. ISSN 1815–9400.
4. Погрузочно-транспортное средство / А. С. Войнаш, С. А. Войнаш : пат. 2449902 Рос. Федерации. № 201101851/11 ; заявл. 19.01.11 ; опубл. 10.05.12, Бюл. № 13.

## References

1. Voynash S. A., Voynash A. S. Analiz kontseptualnykh podkhodov k resheniyu problemy mekhanizatsii rabot v krestyanskih (fermerskikh) khozyaystvakh [Analysis of conceptual approaches to the issue of mechanization at peasant farms] // Traktory i selkhozmashiny. 2012. № 3. P. 51–55. ISSN 0235-8573.
2. Voynash S. A., Voynash A. S., Demidov A. S. Povyshenie prokhodimosti i manevernnosti fermerskogo malotonnazhnogo gruzovika [Improving cross-country capability and maneuverability of light farmer truck] // Transport of the Urals. 2014. № 3 (42). P. 86–89. ISSN 1815-9400.
3. Voynash S. A., Voynash A. S., Demidov A. S. Konstruktivnye osobennosti fermerskogo malotonnazhnogo gruzovika [Specifics of agricultural light truck] // Transport of the Urals. 2015. № 1 (44). P. 79–83. ISSN 1815-9400.
4. Pogruzochno-transportnoe sredstvo [Cargo handling vehicle] / A. S. Voynash, S. A. Voynash : pat. 2449902 Russian Federation. № 201101851/11 ; appl. 19.01.11 ; publ. 10.05.12, Bul. № 13.

5. Погрузочно-транспортное средство / А. С. Войнаш, С. А. Войнаш : пат. на полезную модель 111071 RU B60P 1/00 Рос. Федерации. № 2011111815/11 ; заявл. 29.03.11 ; опубл. 10.12.11, Бюл. № 34.
6. Погрузочно-транспортное средство / А. С. Войнаш, С. А. Войнаш, Т. А. Жарикова : пат. 2486076 Рос. Федерация. № 2012118445/11 ; заявл. 03.05.12 ; опубл. 27.06.13, Бюл. № 18.
7. Транспортное средство / С. А. Войнаш, А. С. Войнаш : пат. 2469883 Рос. Федерация. № 2011131419/11 ; заявл. 28.07.11 ; опубл. 20.12.12, Бюл. № 35.
8. Войнаш С. А., Войнаш А. С. Транспортно-технологическая машина для внесения органических удобрений // Тракторы и сельхозмашины. 2011. № 12. С. 12–14. ISSN 0235-8573.
9. Войнаш С. А., Войнаш А. С., Жарикова Т. А. Механизация работ при малых формах хозяйствования // Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика : сб. науч. тр. по матер. междунар. науч.-техн. конф. «Техника и технологии — мост в будущее», Воронеж, 10–12 декабря 2014 г. / № 5. Ч. 3 (10–3). Воронеж : ВГЛТА, 2014. С. 206–210.
10. Войнаш А. С., Войнаш С. А., Жарикова Т. А. Мобильные транспортные средства на базе автотрактора // Модернизация сельскохозяйственного производства на базе инновационных машинных технологий и автоматизированных систем : матер. XII междунар. науч.-техн. конф., Углич, 10–12 сентября 2012 г. / Ч. 2. М., 2012. С. 194–199.
11. Погрузочно-транспортное средство / А. С. Войнаш, С. А. Войнаш, Т. А. Жарикова : пат. 2537047 Рос. Федерация. № 2013140731/11 ; заявл. 03.09.13 ; опубл. 27.12.14, Бюл. № 36.
5. Pogruzochno-transportnoe sredstvo [Cargo handling vehicle] / A. S. Voynash, S. A. Voynash : utility model patent 111071 RU B60P 1/00 Russian Federation. № 2011111815/11 ; appl. 29.03.11 ; publ. 10.12.11, Bul. № 34.
6. Pogruzochno-transportnoe sredstvo [Cargo handling vehicle] / A. S. Voynash, S. A. Voynash, T. A. Zharikova : pat. 2486076 Russian Federation. № 2012118445/11 ; appl. 03.05.12 ; publ. 27.06.13, Bul. № 18.
7. Transportnoe sredstvo [Vehicle] / S. A. Voynash, A. S. Voynash : pat. 2469883 Russian Federation. № 2011131419/11 ; appl. 28.07.11 ; publ. 20.12.12, Bul. № 35.
8. Voynash S. A., Voynash A. S. Transportno-tehnologicheskaya mashina dlya vneseniya organicheskikh udobreniy [Manure spreading vehicle] // Traktory i selkhozmashiny. 2011. № 12. P. 12–14. ISSN 0235-8573.
9. Voynash S. A., Voynash A. S., Zharikova T. A. Mekhanizatsiya rabot pri malykh formakh khozyaystvovaniya [Mechanization of operations for small business] // Aktualnye napravleniya nauchnykh issledovaniy XXI veka: teoriya i praktika : sb. nauch. tr. po mater. mezdunar. nauch.-tekhn. konf. «Tekhnika i tekhnologii — most v buduschee», Voronezh, 10–12 dekabrya 2014 g. / № 5. Ch. 3 (10–3). Voronezh : VGLTA, 2014. P. 206–210.
10. Voynash A. S., Voynash S. A., Zharikova T. A. Mobilnye transportnye sredstva na baze avtotraktora [Tractor-based mobile vehicles] // Modernizatsiya selskokhozyaystvennogo proizvodstva na baze innovatsionnykh mashinnykh tekhnologiy i automatizirovannykh system : mater. XII mezdunar. nauch.-tekhn. konf., Uglich, 10–12 sentyabrya 2012 g. / Ch. 2. M., 2012. P. 194–199.
11. Pogruzochno-transportnoe sredstvo [Load-haul-dump machine] / A. S. Voynash, S. A. Voynash, T. A. Zharikova : pat. 2537047 Russian Federation. № 2013140731/11 ; appl. 03.09.13 ; publ. 27.12.14, Bul. № 36.

УДК 621.43.052

Михаил Андреевич Мацулевич, магистрант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), Челябинск,  
Наталья Михайловна Ломакина, магистрант кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), Челябинск,  
Георгий Викторович Ломакин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Двигатели внутреннего сгорания» Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), Челябинск

## ОЦЕНКА ТЕПЛОМЕХАНИЧЕСКОЙ НАГРУЖЕННОСТИ ПОРШНЯ БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ФОРСИРОВАНИИ ГАЗОТУРБИННЫМ НАДДУВОМ

Mikhail Andreyevich Matsulevich, graduate student, Department of Internal Combustion Engines, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk,  
Natalya Mikhaylovna Lomakina, graduate student, Department of Internal Combustion Engines, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk,  
Georgiy Viktorovich Lomakin, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Internal Combustion Engines, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk

### Evaluation of thermal and mechanical load of piston in turbocharged gasoline engine

#### Аннотация

Выполнены расчеты теплового и напряженно-деформированного состояния поршня бензинового двигателя 4CH8,2/7,56 — стандартного и форсированного по среднему эффективному давлению цикла вариантов. Приведен сравнительный анализ результатов расчета, оценена работоспособность поршня двигателя при форсировании газотурбинным наддувом.

Для решения тепловой и механической задач использована универсальная методика оценки граничных условий, которая позволяет учесть составляющие теплового баланса и особенности газодинамического нагружения деталей цилиндроворшневой группы в ходе рабочего цикла.

**Ключевые слова:** бензиновый двигатель, тепломеханическая напряженность, поршень, граничные условия, квазистационарный теплообмен.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-78-80

#### Summary

Calculation of heat and stress-strain state of 4CH8,2/7.56 gasoline engine piston has been performed for standard and forced through mean effective cycle pressure options. A comparative analysis of calculation results has been performed, and engine piston performance assessed after turbocharging.

To solve the thermal and mechanical problems, a universal method of estimating of boundary conditions has been used, which takes into account heat balance components and features of gas-dynamic loading of piston assembly components in the work cycle.

**Keywords:** gasoline engine, thermal mechanical strain, boundary conditions, quasi-stationary heat transfer.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-78-80

**С**овершенствование бензиновых двигателей внутреннего сгорания связано с повышением топливной экономичности [1], увеличением мощности, снижением массогабаритных показателей и др. Для массово выпускаемых двигателей номинальная частота вращения коленчатого вала  $n$  составляет 4500–6000 мин<sup>-1</sup>, а ее дальнейшее повышение нецелесообразно, поскольку возрастают инерционные нагрузки, механические потери, скорость изнашивания цилиндроворшневой группы (ЦПГ) и кривошипно-шатунного механизма (КШМ). К перспективным направлениям развития бензиновых двигателей можно отнести их форсирование газотурбинным наддувом. Однако это техническое решение ограничено рядом факторов, в числе которых повышенная тепловая и механическая нагрузка на детали КШМ и опасность возникновения детонации.

Тепловая напряженность поршня как одного из наиболее нагруженных элементов ЦПГ с рабочими температурами до 300 °C и выше лимитирует работу компрессионных колец, ограничивает срок службы и ухудшает свойства смазочного масла, является причиной появления трещин с последующим оплавлением кромки поршня и сдерживает повышение мощности двигателей. Конструктивные особенности поршней обусловлены конфигурацией камеры сгорания и мероприятиями, интенсифицирующими отвод теплоты от теплонаруженных элементов: размещением тепловых барьеров в виде прорезей над верхним компрессионным кольцом и увеличением сечения поршня в месте перехода от внутренней поверхности днища к юбке.

Среди отечественных массово выпускаемых бензиновых двигателей отсутствуют комбинированные энергетические установки. В связи с этим определение тепломеханической

напряженности поршня двигателя 44 8,2/7,56 при форсировании газотурбинным наддувом без изменения геометрических параметров представляет практический интерес.

Оценка теплового состояния поршня двигателя 44 8,2/7,56 методом конечно-элементного анализа позволяет учесть геометрические параметры деталей, особенности распределения тепловой и механической нагрузки и предусматривает следующую последовательность действий:

моделирование рабочего цикла бензинового двигателя для определения характера изменения и численных значений давления и температуры газов в пространстве сжатия;

определение параметров теплообмена со стороны рабочих газов в цилиндре двигателя, смазочного материала и со-пряженных элементов цилиндрапоршневой группы;

создание твердотельной и конечно-элементной моделей фрагмента кривошипно-шатунного механизма;

задание теплофизических свойств материалов и выполнение расчетных процедур в программном пакете ANSYS Workbench.

Рабочие циклы бензинового двигателя смоделированы для режима номинальной мощности в атмосферном и форсированном вариантах. При синтезе рабочего процесса двигателя, форсированного газотурбинным наддувом, оценивалось наличие детонации [2]. Угол опережения зажигания и коэффициент избытка воздуха выбраны таким образом, чтобы исключить детонационное сгорание.

Границные условия теплового нагружения поршня двигателя 44 8,2/7,56 определены по универсальной методике, позволяющей учесть составляющие теплового баланса и особенности газодинамического нагружения в ходе рабочего цикла [3].

Прочностной расчет поршня выполнен при положении коленчатого вала, соответствующем углу 390 град ПКВ такта расширения. Согласно результатам синтеза рабочего цикла двигателя, в этот момент в цилиндре достигается максимальное давление газов. Для корректного решения термопрочностной задачи по оценке уровня деформаций и напряжений использована модель фрагмента кривошипно-шатунного механизма двигателя 44 8,2/7,56 (рис. 1).

Учет силового воздействия со стороны рабочих газов в цилиндре бензинового двигателя 44 8,2/7,56 и инерционной составляющей элементов кривошипно-шатунного механизма выполнен приложением распределенной нагрузки на соответствующие поверхности поршня. Решение тепловой задачи формируется совокупностью граничных условий теплообмена, включающей: теплофизические свойства материалов, эквивалентные коэффициенты теплоотдачи и результатирующие температуры среды.

Использование комплексной модели при выполнении термопрочностного анализа целесообразно, поскольку позволяет учесть жесткость фрагмента КШМ при передаче усилия от поршня к коленчатому валу и обеспечить корректное решение контактных задач в сопряжениях «поршень — поршневой палец», «поршневой палец — втулка поршневой головки шатуна», «шатунный вкладыш — шатунная шейка коленчатого вала».

Решение задачи реализовано методом статического термопрочностного анализа посредством стандартного набора функций программы ANSYS Workbench в модулях Steady State Thermal и Static Structural.

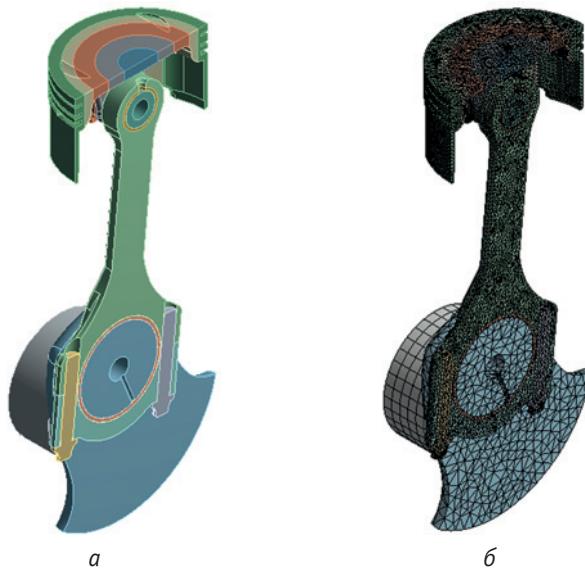


Рис. 1. Твердотельная (а) и конечно-элементная (б) модели фрагмента кривошипно-шатунного механизма двигателя 44 8,2/7,56

Уровень температур в области первого компрессионного кольца нефорсированного стандартного двигателя (рис. 2) на режиме номинальной мощности (при среднем эффективном давлении цикла  $P_e = 0,895$  МПа) соответствует интервалу 220–230 °C и представляется приемлемым. С повышением среднего эффективного давления цикла до 1,428 МПа (рис. 3) температура в области первого компрессионного кольца увеличивается на 20–25 °C, что приемлемо для работы смазочно-го масла. Максимальная температура днища поршня форсированного двигателя соответствует 290 °C и не превышает критического для этой зоны значения 350 °C.

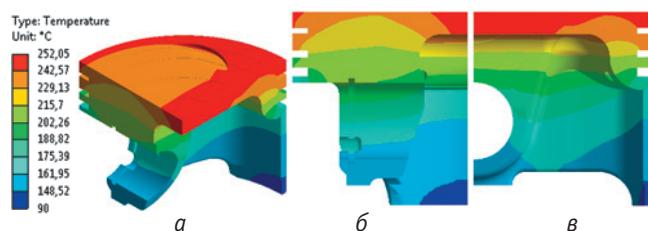


Рис. 2. Распределение температур поршня в изометрическом (а), продольном (б) и поперечном (в) сечениях нефорсированного двигателя 44 8,2/7,56 ( $P_e = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

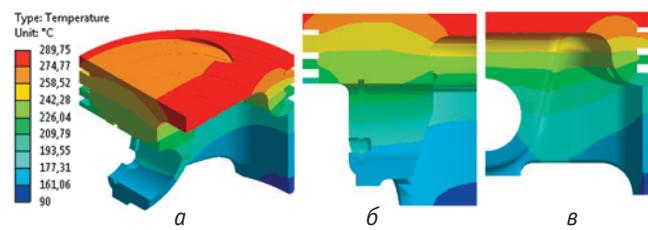


Рис. 3. Распределение температур поршня в изометрическом (а), продольном (б) и поперечном (в) сечениях форсированного двигателя 44 8,2/7,56 по среднему эффективному давлению ( $P_e = 1,428$  МПа,  $n = 5200$  мин<sup>-1</sup>)

Из анализа полученных температурных полей поршня бензинового двигателя с увеличенной мощностью можно отметить отсутствие критических зон, приводящих к коксование, нагарообразованию, частичной и полной потере подвижности верхнего компрессионного кольца, прогару днища исследуемого элемента.

Распределение полей деформации поршня нефорсированного двигателя и энергетической установки с газотурбинным наддувом приведено на рис. 4 и 5 соответственно.

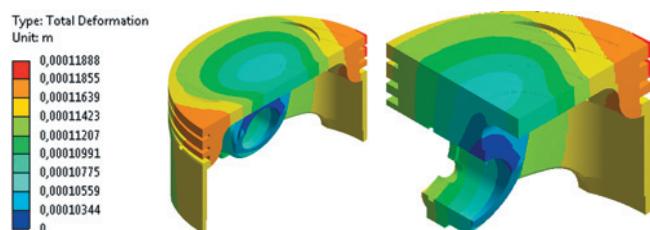


Рис. 4. Распределение суммарных деформаций поршня бензинового двигателя 44 8,2/7,56 ( $Pe = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин $^{-1}$ )

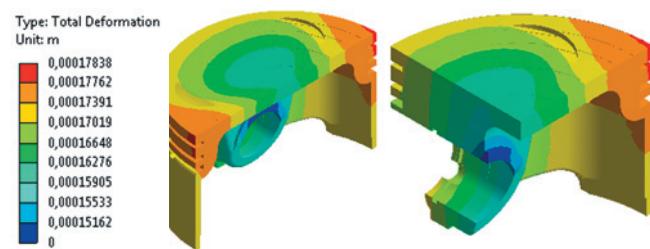


Рис. 5. Распределение суммарных деформаций поршня бензинового двигателя 44 8,2/7,56 ( $Pe = 1,428$  МПа,  $n = 5200$  мин $^{-1}$ )

Следует отметить, что максимальные суммарные деформации от 118 до 188 мкм для различных уровней среднего эффективного давления двигателя 44 8,2/7,56 наблюдаются на периферии поршня в плоскости качания шатуна. Это вполне согласуется с существующими представлениями о механической нагруженности поршня, а при данном уровне температур, газовых и инерционных сил, достигаемых в ходе рабочего цикла, деформации вполне приемлемы [4].

## Литература

- Мацулевич М. А., Лазарев Е. А. Влияние смешанного регулирования мощности на рабочий цикл бензинового двигателя // Транспорт Урала. 2014. № 4 (43). С. 102–105. ISSN 1815–9400.
- Кулеров А. С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М. : МГТУ им. Баумана, 2004. 123 с.
- Ломакин Г. В., Мацулевич М. А. Методика оценки граничных условий при решении задачи определения теплового состояния поршня бензинового двигателя // Вестник ЮУрГУ. Сер. Машиностроение. 2014. Т. 14. № 1. С. 26–31. ISSN 1990–8504.
- Салтыков М. А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения. Ч. 1. М. : МГОУ, 1995. 90 с.

Распределение эквивалентных напряжений поршня (рис. 6 и 7) свидетельствует о приемлемом уровне его механической нагруженности. Значения максимальных эквивалентных напряжений поршня форсированного двигателя соответствуют 151 МПа и не превышают допустимых с точки зрения предела прочности используемого материала (предел прочности — 270 МПа, предел текучести — 160 МПа).

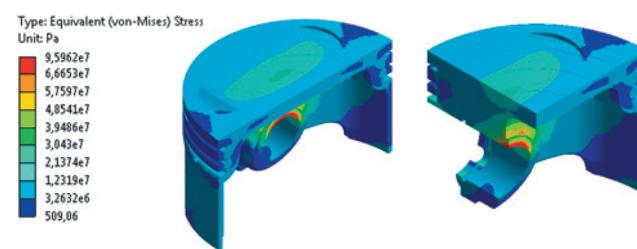


Рис. 6. Распределение эквивалентных напряжений в поршне бензинового двигателя 44 8,2/7,56 ( $Pe = 0,895$  МПа,  $n = 5200$  мин $^{-1}$ )

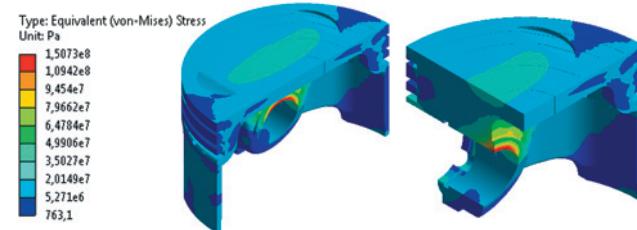


Рис. 7. Распределение эквивалентных напряжений в поршне бензинового двигателя 44 8,2/7,56 ( $Pe = 1,428$  МПа,  $n = 5200$  мин $^{-1}$ )

Таким образом, по результатам расчетных оценок теплового и напряженно-деформированного состояния поршня двигателя 44 8,2/7,56 можно сделать следующие выводы:

при форсировании двигателя газотурбинным наддувом в 1,6 раза максимальная температура поршня возрастает на 15 %, максимальные эквивалентные напряжения — на 57 %;

бензиновый двигатель 44 8,2/7,56, форсированный по среднему эффективному давлению до уровня 1,428 МПа при частоте вращения коленчатого вала 5200 мин $^{-1}$ , способен выдерживать возникающие нагрузки без изменения поршневой части.

## References

- Matsulevich M. A., Lazarev E. A. Vliyanie smeshannogo regulirovaniya moshchnosti na rabochiy tsikl benzинovogo dvigatelya [Effect of combined power control on gasoline engine duty cycle] // Transport of the Urals. 2014. № 4 (43). P. 102–105. ISSN 1815–9400.
- Kuleshov A. S. Programma rascheta i optimizatsii dvigateley vnutrennogo sgoraniya DIZEL-RK. Opisanie matematicheskikh modeley, reshenie optimizatsionnykh zadach [Program of analysis and optimization of combustion engines DIESEL-RK. Description of mathematical models, solution of optimization problems]. M. : MGTU im. Baumana, 2004. 123 p.
- Lomakin G. V., Matsulevich M. A. Metodika otsenki granichnykh usloviy pri reshenii zadachi opredeleniya teplovogo sostoyaniya porshnya benzинovogo dvigatelya [Methods of assessing boundary conditions for the solution of the problem of determining thermal state of a gasoline engine piston] // Vestnik YuUrGU. Ser. Mashinostroenie. 2014. Т. 14. № 1. P. 26–31. ISSN 1990–8504.
- Saltykov M. A. Prochnost DVS. Metody i sredstva obespecheniya. Ch. 1. [Methods and tools to maintain combustion engine durability. Part 1]. M. : MGOU, 1995. 90 p.

УДК 62-123

Дмитрий Сергеевич Шестаков, кандидат технических наук, начальник отдела разработки двигателей и силовых установок ООО «Уральский дизель-моторный завод» (УДМЗ), Екатеринбург,  
 Иван Евгеньевич Пронин, инженер-конструктор бюро систем и агрегатов  
 ООО «Уральский дизель-моторный завод» (УДМЗ), Екатеринбург

## ДОВОДКА РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ТЕПЛОВОЗНЫХ ДИЗЕЛЕЙ 8ЧН21/21 С РОССИЙСКИМИ ТУРБОКОМПРЕССОРАМИ ТКР180

Dmitriy Sergeyevich Shestakov, PhD in Engineering, Head of Department of Engines and Propulsion Systems Development, LLC Ural Diesel Motor Plant (UDMZ), Ekaterinburg, Ivan Evgenyevich Pronin, Design Engineer, System and Components Office, LLC Ural Diesel Motor Plant (UDMZ), Ekaterinburg

### Adjustment of operation of 8CHN21/21 diesel locomotive engines with Russian TKR180 turbochargers

#### Аннотация

Изложены результаты испытаний турбокомпрессоров ТКР180 российского производства в составе дизеля 8ДМ21/21 (8ЧН21/21). Приведены результаты замеров и расчет параметров, построены гидравлические характеристики дизеля с турбокомпрессорами при двух вариантах сопловых аппаратов. Получены графики зависимости основных параметров работы от частоты вращения дизеля. Установлены режимы работы тепловоза с минимальным удельным эффективным расходом топлива.

**Ключевые слова:** турбокомпрессор, дизель, испытания, доводка рабочего процесса, гидравлическая характеристика.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-81-85

#### Summary

The results of testing of Russian-made TKR180 turbochargers as a part of 8DM21/21 (8CHN21/21) diesel engine are described. Measurement results and calculated parameters are presented, hydraulic performance of turbocharged diesel engine with two nozzle options is given. Dependence diagrams of the main operating parameters on diesel engine speed have been built. Locomotive operating modes with minimum specific fuel consumption are established.

**Keywords:** turbocharger, diesel engine, testing, adjustment of operating process, hydraulic performance.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-81-85

**В**ысокая среднезадачная экономичность и надежность работы дизелей во многом определяются согласованностью характеристик дизеля и турбокомпрессора. Для удовлетворения этих требований необходимо малое изменение удельного расхода топлива и плотности воздушного заряда по тепловозной характеристике [1].

При модернизации дизель-генератора ДГ882ЛМ, предназначенного для работы в составе тепловозов ТЭМ9 и ТЭМ14, на ООО «Уральский дизель-моторный завод» в 2012 г. произведена замена одного турбокомпрессора ТК18В-57 на два турбокомпрессора ТПС48Д-01 швейцарской фирмы АВВ с меньшим диаметром колеса, имеющих лучшую динамику разгона, большую надежность и удовлетворяющих требованиям технических условий. В 2014 г. в связи с программой импортозамещения [2] возникла необходимость заменить швейцарские турбокомпрессоры на российские, но с сохранением размерности колес, поэтому ООО «УДМЗ» совместно с НПО «Турботехника» было разработано техническое задание и в соответствии с ним в 2015 г. созданы турбокомпрессоры ТКР180.

Согласно техническому заданию турбокомпрессоры должны иметь параметры, соответствующие параметрам работы на всех режимах дизель-генератора ДГ882ЛМ, а также удовлетворять всем классическим требованиям, предъявляемым к турбокомпрессорам [3–5]. Опытно-доводочные испытания турбокомпрессоров в составе дизеля 8ДМ21/21 (8ЧН21/21) проводились по методике, разработанной на основании информации, имеющейся в классических источниках [6, 7], и в результате многолетнего опыта предприятия. При этом контролировались температура и давление воздуха, газа и масла в основных точках дизеля и турбокомпрессора (рис. 1).

Фирмой НПО «Турботехника» предоставлены два варианта проточных частей — установленные в турбине сопловые аппараты площадью 38 см<sup>2</sup> и альтернативные сопловые аппараты площадью 29,3 см<sup>2</sup>.

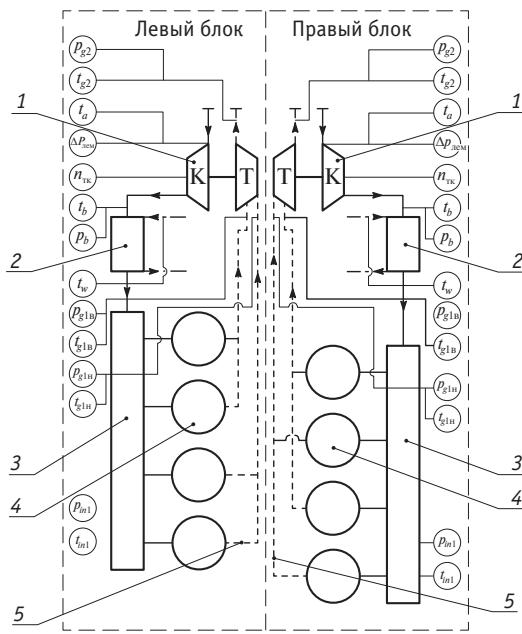


Рис. 1. Схема установки датчиков на дизеле 8ДМ-213Л2М с турбокомпрессорами ТКР180:

— воздух; — отработавшие газы;  
— охлаждающая жидкость;

1 — турбокомпрессор; 2 — охладитель наддувочного воздуха;  
3 — блок цилиндра; 4 — цилиндр; 5 — выхлопной коллектор

Результаты замеров параметров двигателя с первым вариантом проточных частей приведены в табл. 1, результаты расчета согласно данным замерам — в табл. 2. Фактическая ги-

дравлическая характеристика дизеля с первым вариантом соплового аппарата ТКР180 представлена на рис. 2, а результаты проверки работы дизеля на устойчивость к помпажу при данном сопловом аппарате — в табл. 3.

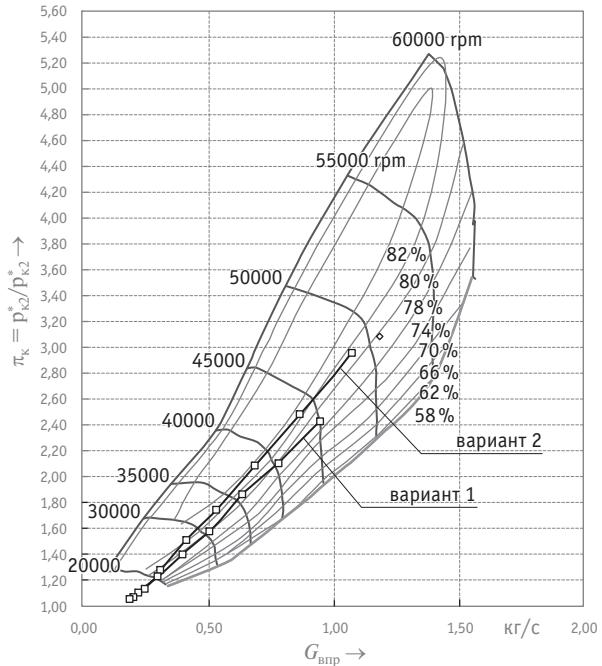


Рис. 2. Гидравлические характеристики 8ДМ-213Л2М с ТКР180 с сопловым аппаратом  $S_{CA} = 38 \text{ см}^2$  (вариант 1) и  $S_{CA} = 29,3 \text{ см}^2$  (вариант 2)

Таблица 1

Результаты измерений параметров дизеля 8ДМ-213Л2М с турбокомпрессорами ТКР180 с сопловым аппаратом  $S_{CA} = 38 \text{ см}^2$  (вариант 1)

Параметр	Обозначение	Позиция контроллера								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	$n$	520	660	800	940	1080	1220	1360	1500	
Время расходования топлива, с	$\tau$	181,5	123	88,6	66,7	55,5	45,9	39,8	34,5	
Частота вращения ротора ТК, об/мин	левый	$n_{TK\text{лев}}$	11,2	15,1	20,6	26,8	31,9	37,1	41,5	45,6
	правый	$n_{TK\text{прав}}$	10,5	14,2	20,2	26,9	31,2	36,7	41	45,8
Перепад на лемнискате, мм вд. ст.	1TK	$\Delta p_{\text{лем.лев}}$	20	28	49	88	141	223	332	475
	2TK	$\Delta p_{\text{лем.прав}}$	16	23	44	85	131	211	311	458
Давление газов перед турбиной, $\text{kgs}/\text{cm}^2$	1TK левый	$p_{g1\text{лев.низ}}$	0,07	0,1	0,18	0,3	0,43	0,6	0,8	1,06
	1TK правый	$p_{g1\text{прав.верх}}$	0,05	0,08	0,15	0,28	0,37	0,59	0,83	1,1
	2TK левый	$p_{g1\text{лев.низ}}$	0,04	0,07	0,15	0,27	0,4	0,58	0,78	1,06
	2TK правый	$p_{g1\text{прав.верх}}$	0,05	0,07	0,15	0,28	0,36	0,57	0,76	1,04
Давление газов за турбиной, мм вд. ст.	1TK	$p_{g2\text{лев}}$	-5	9	8	22	50	92	152	202
	2TK	$p_{g2\text{прав}}$	2	5	10	8	49	71	105	155
Давление воздуха за компрессором, $\text{kgs}/\text{cm}^2$	1TK	$p_{b\text{лев}}$	0,05	0,1	0,22	0,38	0,56	0,82	1,05	1,31
	2TK	$p_{b\text{прав}}$	0,04	0,09	0,21	0,4	0,54	0,8	1,01	1,29
Давление воздуха во впускных коллекторах, $\text{kgs}/\text{cm}^2$	левый	$p_{In\text{лев}}$	0,05	0,1	0,22	0,38	0,56	0,81	1,04	1,29
	правый	$p_{In\text{прав}}$	0,04	0,09	0,21	0,4	0,55	0,78	1	1,27

Окончание табл. 1

Параметр	Обозначение	Позиция контроллера								
		1	2	3	4	5	6	7	8	
Температура воздуха на входе в ТК, °C	1TK	$t_{\text{алев}}$	43,5	45,2	45	45,9	47,1	47,2	39,9	48,8
	2TK	$t_{\text{прав}}$	52,1	53,6	53	53,9	53,6	53,8	47,2	54
Температура воды на входе в ОНВ, °C	—	$t_w$	60,3	61	63,2	63,6	60	63,1	66,7	64,4
Температура воздуха за компрессором, °C	1TK	$t_{\text{влев}}$	59,5	67,2	77,4	94,1	110,8	130,3	143	170,1
	2TK	$t_{\text{вправ}}$	65,8	73,3	83,9	101,6	115,5	136,5	148,7	179,2
Температура воздуха во впускных коллекторах, °C	левый	$t_{\text{Inлев}}$	60,4	62,1	64,5	66,1	64,7	70,3	71,5	77,8
	правый	$t_{\text{Inправ}}$	60,6	62,5	65	66,7	65,3	70,9	71,8	78,8
Температура газов перед турбиной, °C	1TK левая	$t_{\text{g1лев.низ}}$	432	512	523	539	539	551	542	561
	1TK правая	$t_{\text{g1прав.верх}}$	393	460	518	553	548	561	541	550
	2TK левая	$t_{\text{g1лев.низ}}$	426	499	528	552	548	551	527	559
	2TK правая	$t_{\text{g1прав.верх}}$	385	459	521	564	557	569	571	573
Температура газов за турбиной, °C	1TK	$t_{\text{g2лев}}$	325	371	399	411	402	399	383	375
	2TK	$t_{\text{g2прав}}$	282	320	347	368	356	357	344	314

Таблица 2

Результаты расчетов гидравлической характеристики  
турбокомпрессоров ТКР180 с сопловым аппаратом  $S_{\text{CA}} = 38 \text{ см}^2$  (вариант 1)

Параметр	Обозначение	Единица измерения	Позиция контроллера								
			1	2	3	4	5	6	7	8	
Мощность	$N_e$	кВт	155	233	341	465	576	704	819	930	
		л.с.	210,4	316,8	463,7	632,4	783,2	957,4	1113,7	1264,9	
Приведенная мощность	$N_{e_{\text{пр}}}$	кВт	161,5	257,8	375,4	517,0	606,9	740,7	858,5	981,5	
		л.с.	219,7	350,6	510,6	703,2	825,4	1007,3	1167,6	1334,9	
Часовой расход топлива	$B$	кг/ч	39,67	58,54	81,26	107,95	129,73	156,86	180,90	208,70	
Удельный расход топлива	$g_e$	г/кВт·ч	<b>256,42</b>	<b>251,32</b>	<b>238,33</b>	<b>232,13</b>	<b>225,27</b>	<b>222,83</b>	<b>220,91</b>	<b>224,39</b>	
		г/л.с.·ч	188,54	184,79	175,25	170,69	165,64	163,85	162,43	164,99	
Приведенный удельный расход топлива	$g_{e_{\text{пр}}}$	г/кВт·ч	<b>245,58</b>	<b>227,04</b>	<b>216,47</b>	<b>208,78</b>	<b>213,76</b>	<b>211,78</b>	<b>210,71</b>	<b>212,63</b>	
		г/л.с.·ч	180,57	166,94	159,17	153,52	157,18	155,72	154,93	156,34	
Расход воздуха физический	1TK	$G_{\text{в.лев}}$	кг/с	0,175	0,207	0,273	0,365	0,460	0,576	0,707	0,827
	2TK	$G_{\text{в.прав}}$	кг/с	0,155	0,185	0,256	0,354	0,439	0,555	0,677	0,806
Расход воздуха приведенный	1TK	$G_{\text{в.пр.лев}}$	кг/с	0,190	0,225	0,298	0,399	0,507	0,640	0,785	0,946
	2TK	$G_{\text{в.пр.прав}}$	кг/с	0,170	0,204	0,282	0,393	0,488	0,622	0,759	0,928
	1TK	$G_{\text{в.пр.лев}}$	м <sup>3</sup> /с	0,158	0,187	0,248	0,333	0,422	0,533	0,654	0,788
	2TK	$G_{\text{в.пр.прав}}$	м <sup>3</sup> /с	0,141	0,170	0,235	0,327	0,407	0,519	0,633	0,773
Степень повышения давления в компрессоре	1TK	$\pi_{\text{к.лев}}$	—	1,05	1,10	1,23	1,39	1,59	1,87	2,13	2,43
	2TK	$\pi_{\text{к.прав}}$	—	1,04	1,09	1,22	1,41	1,56	1,84	2,08	2,41
Степень понижения давления в турбине	1TK	$\pi_{\text{т.лев}}$	—	1,06	1,09	1,17	1,30	1,42	1,64	1,88	2,19
	2TK	$\pi_{\text{т.прав}}$	—	1,05	1,07	1,16	1,29	1,40	1,61	1,83	2,16
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	—	2,09	1,68	1,63	1,67	1,74	1,81	1,92	1,96	
Приведенная частота вращения ротора ТК	1TK	$n_{\text{пр.лев}}$	об/мин	10902	14658	20004	25988	30875	35902	40626	44018
	2TK	$n_{\text{пр.прав}}$	об/мин	10084	13606	19373	25764	29896	35155	39676	43858

Таблица 3

Результаты проверки на устойчивость дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами ТКР180 с сопловым аппаратом  $S_{CA} = 38 \text{ см}^2$

Параметр	Единица измерения	Позиция контроллера								
		1	2	3	4	5	6	7	8	8*
Частота вращения коленчатого вала $n$	об/мин	520	660	800	940	1080	1220	1360	1500	1500
Мощность $N_e$	кВт	155	233	341	465	576	704	819	930	1176
	л.с.	210	317	464	632	783	957	1114	1265	1599
Частота вращения при проверке помпажа $n_{помп}$	об/мин	—	520	520	700	800	900	900	950	—
Наличие помпажа на минимальной частоте	—	Помпаж отсутствует								
Запас по помпажу $(n - n_{помп})100/n_{помп}$	—	—	26,9	53,8	34,3	35,0	35,6	51,1	57,9	—

Как видно из табл. 1, 2 и рис. 2, при первом варианте соплового аппарата дизель работает в неэффективном режиме — КПД компрессора находится на довольно низком уровне (приблизительно 80 %) и есть большой запас для сдвига характеристики двигателя влево, в зону его максимальных КПД, что может быть достигнуто за счет зажатия сечения соплового аппарата. Это и осуществляется во втором варианте соплового аппарата с почти на четверть зауженным сечением — 29,3 см<sup>2</sup>.

Во избежание формирования помпажных режимов — зон срыва потоков на лопатках и высокочастотных колебаний, приводящих к их разрушению, произведена оценка работы дизеля на устойчивость путем снижения частоты вращения при сохранении нагрузки на каждой позиции до возникновения помпажных явлений. Как показали испытания (см. табл. 3), запасы по помпажу достаточно высоки на всех режимах работы (15–19 %), что исключает вероятность его возникновения при эксплуатации.

Для смещения характеристики дизеля ближе к области высоких КПД компрессора, а также для увеличения давления наддува и расхода воздуха через дизель был испытан сопловой аппарат меньшего сечения ( $S_{CA} = 29,3 \text{ см}^2$ ) и получена новая гидравлическая характеристика (см. рис. 2). Благодаря этому произошел значительный сдвиг в сторону увеличения степени повышения давления (с 2,43 до 3) и расхода воздуха (с 0,83 до 0,95 кг/с), однако расстояние от характеристики дизеля до зоны оптимальных КПД компрессора осталось достаточно далеким. Для анализа результатов испытаний построены графики зависимости основных параметров, характеризующих совместную работу дизеля и турбокомпрессора, от частоты вращения коленвала двигателя (рис. 3 и 4). Как видно из этих графиков, на позициях 5, 6 и 7, т.е. на основных режимах работы тепловоза, произошло существенное снижение удельного среднеэффективного расхода топлива.

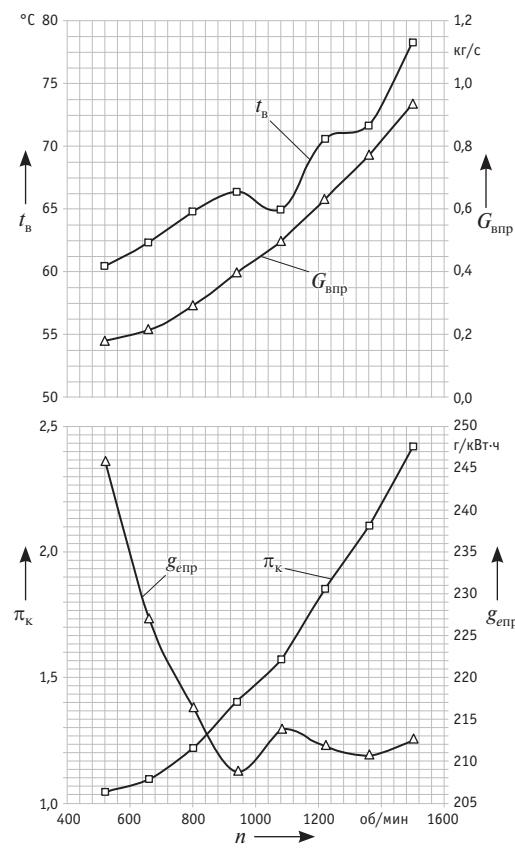


Рис. 3. Графики зависимости расхода воздуха, степени повышения давления, температуры наддувочного воздуха и удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения при работе дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами ТКР180 с сопловым аппаратом  $S_{CA} = 38 \text{ см}^2$  (вариант 1)

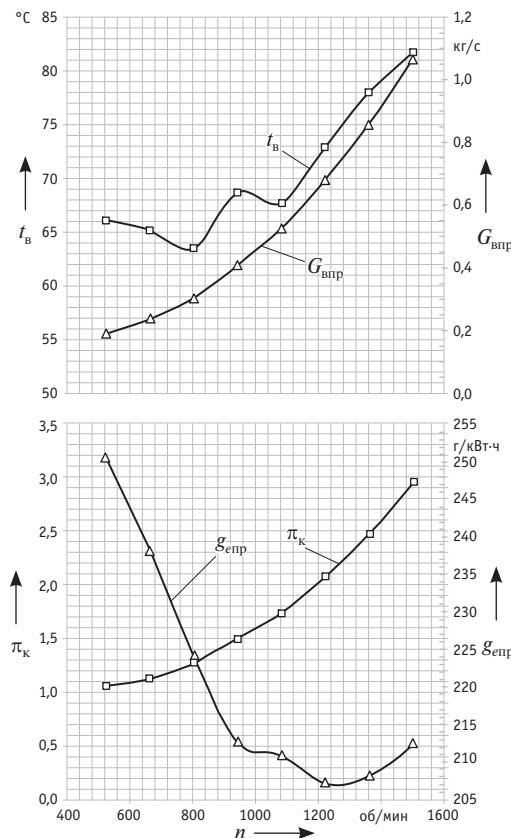


Рис. 4. Графики зависимости расхода воздуха, степени повышения давления, температуры наддувочного воздуха и удельного эффективного расхода топлива от частоты вращения при работе дизеля 8ДМ-21ЭЛ2М с турбокомпрессорами ТКР180 с сопловым аппаратом  $S_{\text{CA}} = 29,3 \text{ см}^2$  (вариант 2)

## ВЫВОДЫ

1. Проведенные испытания показали, что в целом турбокомпрессор ТКР180 удовлетворяет предъявляемым к нему требованиям. Температура отработавших газов и частота вращения ротора не превышают предельных для данного турбокомпрессора значений, равных  $650^{\circ}\text{C}$  и 58700 об/мин.

2. Приведенный удельный эффективный расход топлива дизеля с турбокомпрессорами ТКР180 на основных режимах работы не уступает расходу топлива с турбокомпрессорами TPS 48D-01 швейцарской фирмы ABB.

3. Турбокомпрессоры ТКР180 в комплектации с проточными частями по второму варианту ( $S_{\text{CA}} = 29,3 \text{ см}^2$ ) как наиболее оптимальные могут применяться в составе дизелей 8ДМ-21ЭЛ2М дизель-генераторов ДГ882ЛМ для тепловозов ТЭМ9 и ТЭМ14. При этом для размещения линии дизеля в области высоких КПД компрессора целесообразно проведение дальнейшей работы по согласованию характеристик турбокомпрессора и дизеля путем взаимного подбора сопловых аппаратов и диффузоров.

4. Основными режимами работы тепловозов ТЭМ9 и ТЭМ14 оптимально назначить 4–8-е позиции, т.е. области с минимальным удельным эффективным расходом топлива и максимальным расходом воздуха.

## Литература

- Тепловозные двигатели внутреннего сгорания : учеб. для вузов / А. Э. Симсон, А. З. Хомич, А. А. Куриц и др.; 2-е изд., перераб. и доп. М. : Транспорт, 1987. 536 с.
- РЖД разрабатывает программу импортозамещения [Электронный ресурс]. URL: <http://www.metalinfo.ru/ru/news/77953> (дата обращения: 26.06.2015).
- Турбонаддув высокооборотных дизелей. М. : Машиностроение, 1976. 288 с.
- Автомобильные двигатели с турбонаддувом. М. : Машиностроение, 1991. 336 с.
- Циннер К. Наддув двигателей внутреннего сгорания / Пер. с нем. ; под ред. д-ра техн. наук Н. Н. Иванченко. Л. : Машиностроение, 1978. 264 с.
- Турбокомпрессоры для наддува дизелей : справ. пособие. Л. : Машиностроение, 1975. 200 с.
- Агрегаты воздухоснабжения комбинированных двигателей. М. : Машиностроение, 1973. 296 с.

## References

- Teplovoznye dvigateli vnutrennego sgoraniya : ucheb. dlya vuzov [Diesel combustion engines : a textbook for universities] / A. E. Simson, A. Z. Khomich, A. A. Kurits i dr.; 2-e izd., pererab. i dop. M. : Transport, 1987. 536 p.
- RZhD razrabatyvaet programmu importozamescheniya [Russian Railways is developing an import substitution program]. [Electronic resource]. URL: <http://www.metalinfo.ru/ru/news/77953> (date accessed: 26.06.2015).
- Turbonadduv vysokooborotnykh dizeley [High-speed diesel engine turbochargers]. M. : Mashinostroenie, 1976. 288 p.
- Avtomobilnye dvigateli s turbonadduvom [Car engines with turbochargers]. M. : Mashinostroenie, 1991. 336 p.
- Zinner K. Nadduv dvigateley vnutrennego sgoraniya [Supercharging of internal combustion engines] / Per. s nem. ; pod red. d-ra tekhn. nauk N. N. Ivanchenko. L. : Mashinostroenie, 1978. 264 p.
- Turbokompressory dlya nadduva dizeley : sprav. posobie [Turbochargers for naturally aspirated diesel engines : a handbook]. L. : Mashinostroenie, 1975. 200 p.
- Agregaty vozdukhosnabzheniya kombinirovannykh dvigateley [Air supply units of combined engines]. M. : Mashinostroenie, 1973. 296 p.

УДК 629.423.3

Алексей Владимирович Владыкин, аспирант кафедры «Электрическая тяга»  
Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,  
Николай Олегович Фролов, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой «Электрическая тяга»  
Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург

## МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЫСШИХ ГАРМОНИК НА ПОВЕДЕНИЕ АСИНХРОННОГО ТЯГОВОГО ПРИВОДА МАГИСТРАЛЬНОГО ЭЛЕКТРОВОЗА В СИСТЕМЕ MATLAB/SIMULINK

Alexey Vladimirovich Vladykin, graduate student, Department of Electric Traction,  
Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,  
Nikolay Olegovich Frolov, PhD in Engineering, Associate Professor, Head of Department of Electric Traction,  
Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg

### Matlab/Simulink modeling of higher harmonics influence on behavior of asynchronous traction drive of mainline electric locomotive

#### Аннотация

С целью исследования влияния параметров асинхронного тягового привода на реализацию силы тяги электровоза предложена математическая модель электрических и механических переходных процессов в системе «инвертор — асинхронный тяговый двигатель — механическая часть».

На основе математического моделирования в среде Matlab/Simulink для колесно-моторного блока магистрального электровоза получены врачающие моменты в условиях приложения разных видов напряжения — синусоидального моногармонического и синусоидального полигармонического, сформированного широтно-импульсной модуляцией.

В результате моделирования выявлено, что в неустановившемся режиме работы при питании тягового двигателя конвертированным напряжением амплитуды пульсаций врачающего момента на 15 % выше, а время переходного процесса в 2 раза больше, чем в случае приложения моногармонического напряжения.

**Ключевые слова:** электровоз постоянного тока, асинхронный тяговый привод, инвертор, колесно-моторный блок, врачающий момент, пульсации.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-86-90

#### Summary

In order to study the influence of asynchronous traction drive parameters on the use of electric locomotive traction a mathematical model of electrical and mechanical transients in «inverter — induction traction motor — mechanical part» system is proposed.

On the basis of mathematical modeling in Matlab/Simulink environment, torques have been obtained for wheeled motor unit of mainline electric locomotive under different types of stress — sinusoidal monoharmonic and sinusoidal polyharmonic generated by PWM.

The simulation showed that under transient operation and traction motor converted voltage, torque ripple amplitude is 15 % higher and transient time is 2 times longer than in case monoharmonic voltage is applied.

**Keywords:** DC electric locomotive, asynchronous traction drive, inverter, wheeled motor unit, torque, ripple.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-86-90

Использование асинхронного тягового привода и статического преобразователя частоты для реализации тягового усилия требует особого внимания при работе в условиях, близких к граничным, таких как боксование. Данная электромеханическая система характеризуется появлением ряда пульсаций, величина которых при передаче врачающего момента на колесную пару прямо увеличивается через редуктор механической части [1]. Для качественной и количественной оценки уровня влияния одного из способов преобразования постоянного тока в переменный на основную выходную характеристику привода предложена математическая модель инвертора в графической среде Matlab/Simulink (рис. 1).

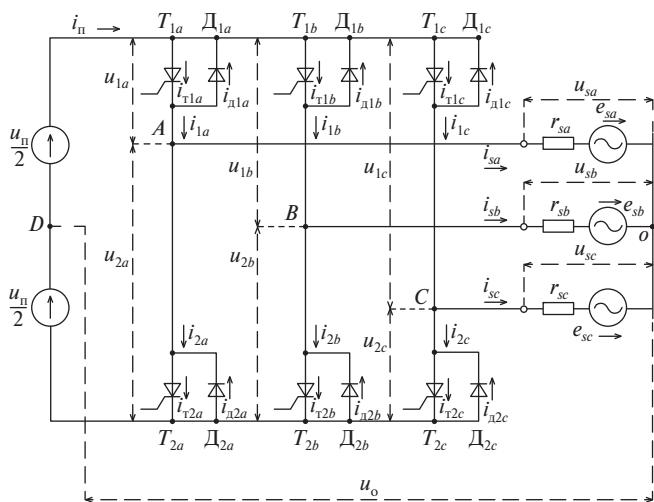


Рис. 1. Трехфазный мостовой инвертор

Структурный метод математического моделирования (рис. 2) помогает добиться скорых результатов при интегрировании модели инвертора в уже имеющиеся модели асинхронного двигателя и механической части [2].

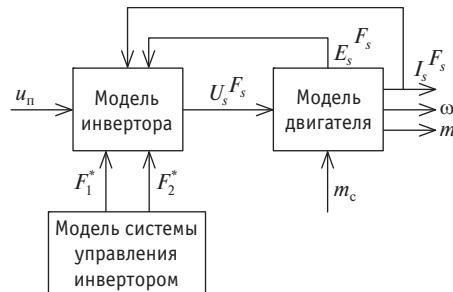


Рис. 2. Структура системы «инвертор — двигатель»

Согласно жесткому закону коммутации инверторного преобразователя, принято, что функция регулирования амплитуды напряжения возлагается на управляемый источник постоянного тока, а функция регулирования частоты — на автономный инвертор.

При моделировании системы сделаны такие допущения:  
отсутствие индуктивности вентиля;  
отсутствие сопротивления вентиля в прямой проводимости;  
наличие полного сопротивления вентиля в обратной проводимости;  
использование полностью управляемых вентилей;  
отсутствие влияния вентилей на форму выходного напряжения;  
пренебрежение временем переключения ключей;  
применение идеального источника ЭДС при питании инвертора.

Общая методика математического описания, позволяющая рассматривать процессы в системе «инвертор — асинхронный двигатель» в условиях произвольного изменения управляющих импульсов и сопротивления нагрузки, предполагает недопустимость одновременного открытия двух вентилей одной фазы инвертора.

Для удобства записи уравнений в схеме замещения инвертора (см. рис. 1) вводится средняя точка его питания (т. D — т. O) [3].

Вектор значений напряжений на верхнем плече инвертора для каждой фазы:

$$U_h = \begin{bmatrix} u_{h\_A} \\ u_{h\_B} \\ u_{h\_C} \end{bmatrix}. \quad (1)$$

Вектор значений напряжений на нижнем плече инвертора для каждой фазы:

$$U_b = \begin{bmatrix} u_{b\_A} \\ u_{b\_B} \\ u_{b\_C} \end{bmatrix}. \quad (2)$$

Вектор значений ЭДС на каждой фазе статорной обмотки двигателя:

$$E = \begin{bmatrix} e_{\_A} \\ e_{\_B} \\ e_{\_C} \end{bmatrix}. \quad (3)$$

В соответствии с рис. 1 получим соотношения:

$$\begin{aligned} U_h &= \left( \frac{U_{conv}}{2} - U_0 \right) \cdot N - U_{inv}; \\ U_h + U_b &= U_{conv} \cdot N; \\ U_{inv} &= R \cdot I - E; \\ N^T \cdot U_{inv} &= 0, \end{aligned} \quad (4)$$

где  $U_{conv}$  — напряжение звена постоянного тока;

$U_0$  — разность потенциалов между средней точкой питания инвертора и точкой соединения статорных обмоток двигателя;

$N$  — единичный вспомогательный вектор;

$U_{inv}$  — вектор напряжения на обмотках статора;

$R$  — сопротивление обмотки статора;

$I$  — ток обмотки статора.

$T$  — транспонирование матрицы.

При моделировании необходимо учитывать, что возможны следующие состояния фазы инвертора:

ключ на верхнем плече находится в открытом состоянии, на нижнем — в закрытом;

ключ на нижнем плече находится в открытом состоянии, на верхнем — в закрытом;

оба ключа одной фазы находятся в закрытом состоянии.

Для выявления прямого напряжения на каждом ключе верхнего  $F_1$  и нижнего плеча  $F_2$  инвертора введем диагональные матрицы:

$$\begin{aligned} F_1 &= \begin{bmatrix} m_{1A} & 0 & 0 \\ 0 & m_{1B} & 0 \\ 0 & 0 & m_{1C} \end{bmatrix}; \\ F_2 &= \begin{bmatrix} m_{2A} & 0 & 0 \\ 0 & m_{2B} & 0 \\ 0 & 0 & m_{2C} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (5)$$

Значение элементов  $m_{ij}$  вычисляется из значения функции:

$$\begin{aligned} m_{1j} &= \left( \frac{U_{conv}}{2} - U_0 + E_j \right) = \begin{cases} 1, & m_{1j} > 0; \\ 0, & m_{1j} \leq 0, \end{cases} \\ m_{2j} &= \left( \frac{U_{conv}}{2} + U_0 - E_j \right) = \begin{cases} 1, & m_{2j} > 0; \\ 0, & m_{2j} \leq 0. \end{cases} \end{aligned} \quad (6)$$



Чтобы определить величину и направление ЭДС двигателя с учетом состояния ключа инвертора на каждом плече фазы, введем диагональную матрицу

$$F_3 = \begin{bmatrix} m_{3A} & 0 & 0 \\ 0 & m_{3B} & 0 \\ 0 & 0 & m_{3C} \end{bmatrix}. \quad (7)$$

Значение элементов  $m_{3j}$  устанавливается из значения функции и Булевой алгебры

$$m_{3j} = \overline{m_{1j} \vee m_{2j}}. \quad (8)$$

Напряжение на обмотках статора можно выразить через вектор, который рассчитывается по формуле

$$U_{inv} = F_1 \cdot N \cdot \left( \frac{U_{conv}}{2} - U_0 \right) - F_2 \cdot N \cdot \left( \frac{U_{conv}}{2} + U_0 \right) - F_3 \cdot E. \quad (9)$$

Разность потенциалов между средней точкой питания инвертора и точкой соединения статорных обмоток:

$$U_0 = \left[ N^T \cdot (F_1 + F_2) \cdot N \right]^{-1} \times \times \left[ \frac{U_{conv}}{2} N^T (F_1 - F_2) N - N^T \cdot F_3 \cdot E \right]. \quad (10)$$

Выражение (10) показывает, что выходное напряжение представляет собой функцию ЭДС двигателя, как это следует из схемы замещения [3].

Поскольку закон управления ключами инвертора не задан, моделирование системы затруднительно. При жестком законо-ке коммутации, т.е. таком, когда отсутствуют какие-либо паузы при переключении в каждой фазе, моделирование становится выполнимой задачей.

Введем вектор управления ключами

$$U_{con} = \begin{bmatrix} U_A \\ U_B \\ U_C \end{bmatrix}. \quad (11)$$

Матрицы управления примут вид:

$$\begin{aligned} F_1 &= \begin{bmatrix} m_{1A} & 0 & 0 \\ 0 & m_{1B} & 0 \\ 0 & 0 & m_{1C} \end{bmatrix}; \\ F_2 &= \begin{bmatrix} m_{2A} & 0 & 0 \\ 0 & m_{2B} & 0 \\ 0 & 0 & m_{2C} \end{bmatrix}. \end{aligned} \quad (12)$$

Значение элементов  $m_{ij}$  определяется из значения функции управления:

$$\begin{aligned} m_{1j} &= (U_j) = \begin{cases} 1, & m_{1j} > 0; \\ 0, & m_{1j} \leq 0, \end{cases} \\ m_{2j} &= (-U_j) = \begin{cases} 1, & m_{2j} > 0; \\ 0, & m_{2j} \leq 0. \end{cases} \end{aligned} \quad (13)$$

Тогда сумма матриц  $F_1$  и  $F_2$  будет равна единичной диагональной матрице, нулевыми станут элементы матрицы  $F_3$ .

При подстановке полученных значений в выражение разности потенциалов между средней точкой питания инвертора и точкой соединения статорных обмоток (10) получим более простую форму записи

$$U_0 = \left[ \frac{U_{conv}}{6} N^T (F_1 - F_2) N \right]. \quad (14)$$

Тогда напряжение на обмотках статора можно выразить через вектор, значение которого определяется формулой

$$U_{inv} = \frac{U_{conv}}{2} \cdot (F_1 - F_2) - F_2 \cdot U_0 \cdot (F_1 + F_2). \quad (15)$$

Расчет переходных процессов в системе «инвертор — асинхронный двигатель — механическая часть» (И-АД-МЧ) возможен при численном интегрировании системы дифференциальных уравнений, а также при учтенных начальных условиях. Основная задача при решении системы дифференциальных уравнений асинхронного двигателя — вычисление потокосцеплений, а при решении системы уравнений механической части — вращательных моментов [2].

Общий вид системы И-АД-МЧ приведен на рис. 3 и объединяет две ранее созданные модели [2] с инвертором. Модель двигателя представлена в виде блока Motor model subsystem, модель механической части — в виде блока Mech. part subsystem.

На рис. 3 показаны две трехфазные системы питания переменного тока: одна представляет собой источник синусоидального напряжения с первой гармоникой, другая — источник синусоидального напряжения, содержащий ряд гармоник и работающий по технологии широтно-импульсной модуляции (ШИМ). Обе системы созданы для сравнения и питают поочередно асинхронный двигатель, который, в свою очередь, передает энергию к механической части для реализации тягового усилия.

Наиболее распространенный метод обработки сигнала — дискретное преобразование Фурье (ДПФ), а один из способов его преобразования, позволяющий уменьшить время вычисления, — быстрое преобразование Фурье (БПФ). Смысль заключается в переходе от одномерного массива данных (имеющийся сигнал) к двухмерному, т.е. встает задача разбить исходный сигнал на два более коротких, ДПФ которых при определенном способе комбинирования выдает ДПФ исходного сигнала.

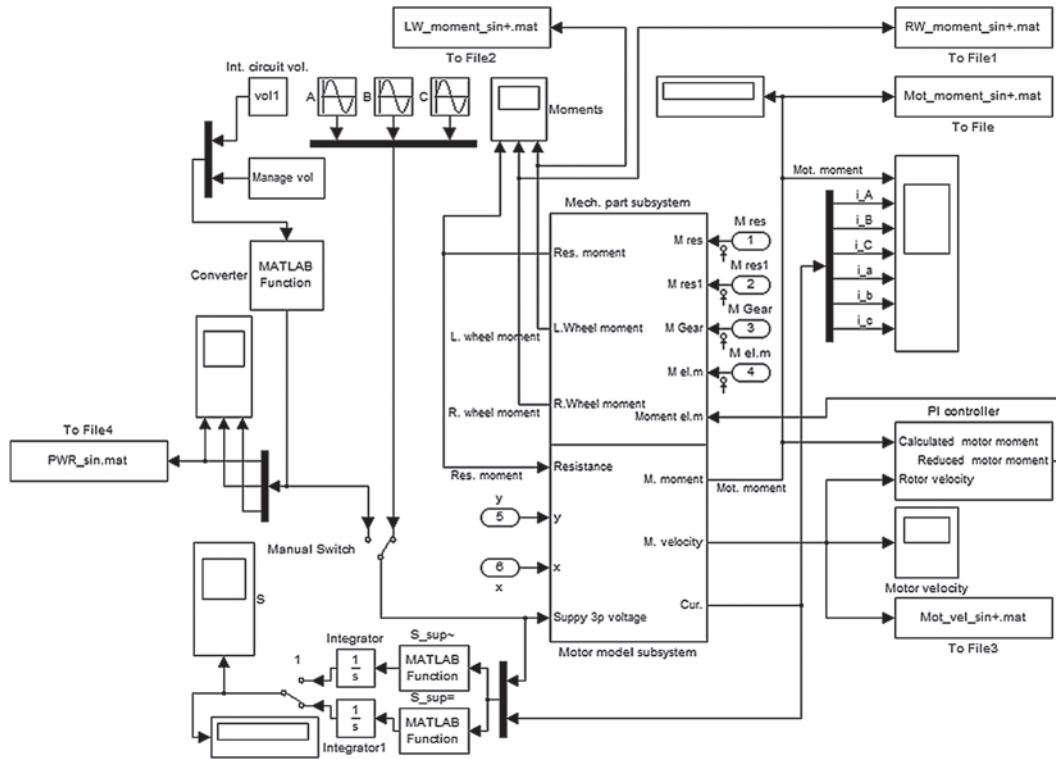


Рис. 3. Общий вид модели системы И-АД-МЧ

Если рассмотреть конечную последовательность  $\{x(n)\}$ ,  $0 \leq n \leq N - 1$ ,

$$X(k) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n) \cdot e^{-j\left(\frac{2\pi}{N}\right)n \cdot k}, \quad (16)$$

где  $k = 0, 1, \dots, N - 1$ ,  
то показатель степени можно представить как

$$W^{nk} = e^{-j\left(\frac{2\pi}{N}\right)n \cdot k}, \quad (17)$$

где  $W$  — периодическая последовательность.

В случае когда на входе имеется непериодическая функция произвольной формы, анализ которой невозможен, так же как и аналитическое разложение, БПФ позволяет представить сигнал в виде суммы синусов с различной по величине амплитудой и частотой [4].

Для оценки выходного напряжения преобразователя воспользуемся указанным выше методом. Рассматривая, к примеру, фазу  $A$  (рис. 4), можем сказать, что точно такая же картина будет наблюдаться на фазах  $B$  и  $C$ .

Как видно из рис. 4, основная питающая гармоника — это синусоида с частотой 50 Гц. Остальные гармоники, такие как 5, 7, 11, 13 и т.д. [1], имеют частоты 250, 350, 550 и 650 Гц соответственно.

Как и следовало ожидать, в результате широтно-импульсной модуляции преобразователя спектр питающего напряжения не содержит гармоники, кратные двум и трем.

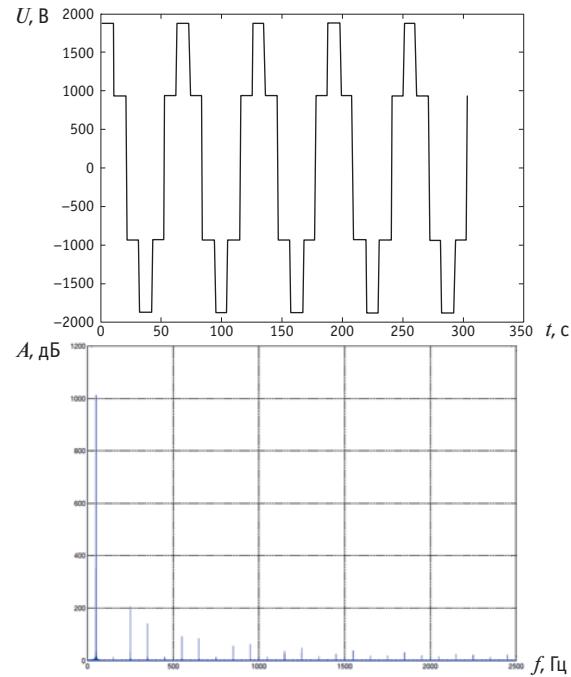


Рис. 4. Осциллограмма выходного напряжения инвертора ШИМ (вверху) и спектральное разложение напряжения фазы  $A$  (внизу)

Величины моментов на элементах механической части при разных способах питания рассматриваемой системы И-АД-МЧ представлены на рис. 5.

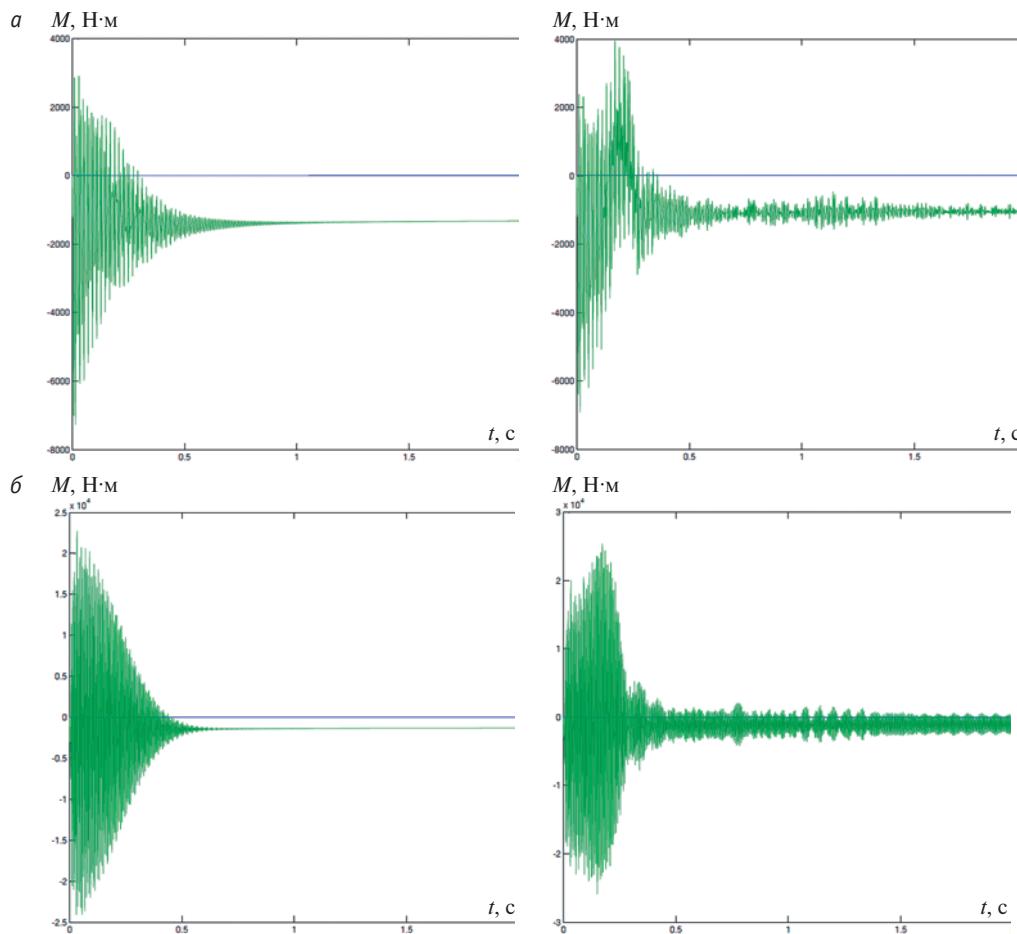


Рис. 5. Значения моментов на колесе с короткой (а) и длинной (б) стороны оси при питании первой гармоникой (слева) и питании через инвертор с ШИМ (справа) для расчетных промежутков времени

Как показывают полученные результаты, при обоих способах питания системы наблюдается зависимость частоты и амплитуды торсионных колебаний в колесной паре от удаленности большого зубчатого колеса [2]. Следует отметить, что в случае питания системы конвертированным напряжением характер переходного процесса в механической части не меняется, но амплитуда торсионного напряжения увеличивается на 15 %, а время переходного процесса — в 2 раза. В установившемся режиме

работы при появлении равновесного момента на каждом из колес колесной пары наблюдаются высокочастотные колебания момента на уровне 17 % при питании через инвертор с ШИМ. Такой характер поведения системы, несомненно, оказывает негативное влияние на реализацию тягового усилия. Поэтому еще на этапе проектирования необходимо решать задачу поиска оптимальной функции качества, сопоставлять стоимостные показатели привода и показатели выходных характеристик.

## Литература

1. Владыкин А. В., Фролов Н. О. К вопросу о математическом моделировании влияния импульсного инвертора на процессы боксования колесной пары в предельных условиях эксплуатации // Инновационный транспорт. 2015. № 2 (16). С. 36–37. ISSN 2311–164X.
2. Владыкин А. В., Фролов Н. О. Математическое моделирование асинхронного тягового привода в системе Matlab/Simulink // Транспорт Урала. 2015. № 2 (45). С. 82–86. ISSN 1815–9400.
3. Шрейнер Р. Т. Математическое моделирование электроприводов переменного тока с полупроводниковыми преобразователями частоты. Екатеринбург : УрО РАН, 2000. 654 с.
4. Даджион Д., Мерсеро Р. Цифровая обработка многомерных сигналов / Пер. с англ. М. : Мир, 1988. 488 с.

## References

1. Vladykin A. V., Frolov N. O. K voprosu o matematicheskem modelirovaniyu vliyaniya impulsnogo invertora na protsessy boksovaniya kolesnoy pary v predelnykh usloviyakh eksploatatsii [The issue of mathematical modeling of the impact of pulse inverter on wheelset spinning processes in extreme operating conditions] // Innovations transport. 2015. № 2 (16). P. 36–37. ISSN 2311-164X.
2. Vladykin A. V., Frolov N. O. Matematicheskoe modelirovaniye asinkhronnogo tyagovogo privoda v sisteme Matlab/Simulink [Mathematical modeling of asynchronous traction drive in Matlab/Simulink] // Transport of the Urals. 2015. № 2 (45). P. 82–86. ISSN 1815–9400.
3. Shreyner R. T. Matematicheskoe modelirovaniye elektroprivodov peremennogo toka s poluprovodnikovymi preobrazovatelyami chastoty [Mathematical modeling of AC drives with solid-state frequency converters]. Ekaterinburg : UrO RAN, 2000. 654 p.
4. Dadzhion D., Mersero R. Tsifrovaya obrabotka mnogomernykh signalov [Digital processing of multidimensional signals] / Per. s angl. M. : Mir, 1988. 488 p.

УДК 621.332.3(07)

**Анатолий Александрович Пышкин, кандидат технических наук, профессор кафедры «Электроснабжение транспорта»**

**Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,**

**Александр Викторович Паранин, кандидат технических наук, доцент кафедры «Электроснабжение транспорта»**

**Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,**

**Юрий Александрович Кочунов, старший преподаватель кафедры «Электроснабжение транспорта»**

**Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург**

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОВЕРХНОСТНОЙ ПРОВОДИМОСТИ ЗАГРЯЗНЕННОЙ ИЗОЛЯЦИИ

**Anatoliy Alexandrovich Pyshkin, PhD in Engineering, Professor, Department of Transport Power Supply,**

**Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,**

**Alexander Viktorovich Paranin, PhD in Engineering, Associate Professor, Department of Transport Power Supply,**

**Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,**

**Yuriy Alexandrovich Kochunov, Senior Lecturer, Department of Transport Power Supply,**

**Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg**

### Determining surface conductivity of contaminated insulation

#### Аннотация

В статье приведены результаты расчетов поверхностной проводимости полимерного кронштейна КПСИП-3, изоляторов ШФ-20Г и ПС-70Е в зависимости от концентрации и толщины слоя загрязнения при неизменном рабочем напряжении. Определена вероятность соответствия расчетной поверхностной проводимости нормативным данным.

**Ключевые слова:** полимерный кронштейн, изолятор, изоляционная конструкция, концентрация загрязнения, толщина слоя загрязнения, поверхностная проводимость, плотность распределения Вейбулла, интегральная функция распределения.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-91-95

#### Summary

The results of calculations of surface conductivity of polymer arm KPSIP-3, insulators ShF-20G and PS-70E depending on the concentration and thickness of contamination layer at constant operating voltage are described. The probability of compliance of the estimated surface conductivity to normative values is determined.

**Keywords:** polymer arm, insulator, insulation structure, concentration of contamination, contamination layer thickness, surface conductivity, Weibull distribution density, cumulative distribution function.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-91-95

Работоспособность изоляции зависит от многих параметров, для определения вероятности перекрытия вводятся различные коэффициенты, такие как  $k_r$  — коэффициент загрязнения,  $k_3$  — коэффициент запаса и др. [1–3]. Все они предназначены для определения степени загрязненности и уровня напряжения пробоя при загрязнении. Однако рассчитать их можно, только если использовать данные статистических исследований.

В [4–6] рассмотрено применение полимерного кронштейна в качестве поддерживающей конструкции проводов воздушных линий (ВЛ) напряжением 6–10 кВ для питания устройств СЦБ и продольного электроснабжения. Полимерный кронштейн серии СИП предназначен для самонесущих изолированных проводов, соответственно в нормальном режиме работы токи фаз по его поверхности протекать не будут, однако в аварийном режиме (нарушение изоляции провода) кронштейн должен обеспечивать надежную изоляционную защиту. КПСИП-3 — новый вид изоляционной конструкции, не имеющий статистических данных об отказах, загрязнениях и т.д. Поэтому для определения его электрической прочности применимы теоретические расчеты на основе анализа поверхностной проводимости.

В расчетах приняты следующие допущения: слой загрязнения по всей изоляционной поверхности равномерен и по толщине  $h$ , и по концентрации  $\chi_v$ , рабочее напряжение неизменно и равно  $U_\Phi$ .

Концентрация  $\chi_v$  и толщина слоя загрязнения  $h$  зависят от разных параметров — расстояния от источника загрязнения, вида загрязнителя, интенсивности и направления ветра, наличия осадков, от влажности и температуры воздуха, увлажненности слоя грунта и т.д. [3]. Поэтому, чтобы определить, за какой промежуток времени произойдет перекрытие

изоляции из-за загрязнения, необходимо провести дополнительные исследования, основанные на статистических данных. В настоящей работе рассматривается определение вероятности перекрытия изоляции при известных  $\chi_v$  и  $h$ .

В [2, 7, 8] приведены нормативная поверхностная проводимость слоя загрязнения изоляции  $\chi$  и концентрация загрязнения  $\chi_v$  в зависимости от степени загрязнения районов (табл. 1).

Таблица 1

#### Характеристики областей загрязнения

Степень загрязненности	$\chi$ , мкСм	$\chi_v$ мкСм/см
I	До 1	До 1400
II	1–8	1400–1800
III	8–20	1800–2400
IV	Более 20	Более 2400

С использованием известных значений напряжения, концентрации и толщины слоя загрязнения при помощи программного продукта Comsol Multiphysics рассчитывается  $\chi$  для трех типов изоляции ВЛ 6–10 кВ:

- подвесного стеклянного изолятора ПС-70Е (рис. 1);
- штыревого фарфорового изолятора ШФ-20Г (рис. 2);
- полимерного кронштейна КПСИП-3 (рис. 3).

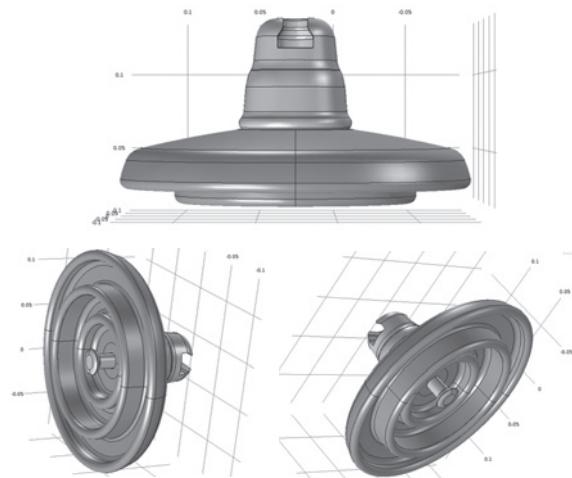


Рис. 1. Внешний вид изолятора ПС-70Е



Рис. 2. Внешний вид изолятора ШФ-20Г

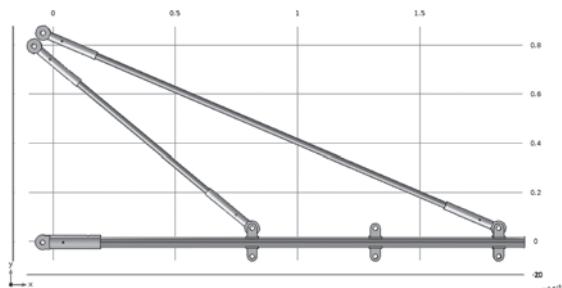


Рис. 3. Внешний вид полимерного кронштейна КПСИП-3

Соответствующая грань изолятора (шапка у ПС-70Е, штырь у ШФ-20Г) заземлена, а другая (пестик у ПС-70Е, канавка изолятора у ШФ-20Г) находится под переменным потенциалом, равным половине линейного напряжения. Это обусловлено тем, что воздушные линии в сетях нетяговых железнодорожных потребителей выполнены с изолированной нейтралью. Поэтому в расчетах можно принять, что потенциал, прикладываемый к изоляторам, определяется по формуле

$$V_0(t) = \frac{10}{2} \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(\omega t). \quad (1)$$

Для полимерного кронштейна задаются потенциалы со смещением относительно фаз:

$$V_A(t) = \frac{10}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(\omega t); \quad (2)$$

$$V_B(t) = \frac{10}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(\omega t + \varphi); \quad (3)$$

$$V_C(t) = \frac{10}{\sqrt{3}} \cdot \sqrt{2} \cdot \sin(\omega t - \varphi). \quad (4)$$

При определении поверхностного тока в модуле Current Conservation решается оболочная конечно-элементная модель, описываемая следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} \nabla \cdot h \cdot J = 0 \\ J = \left( \sigma + \epsilon_0 \epsilon_r \frac{d}{dt} \right) E + J_e, \\ E = \nabla \cdot V \end{cases} \quad (5)$$

где  $\nabla$  — оператор градиента;

$J$  — плотность тока,  $A/m^2$ ;

$\sigma$  — проводимость,  $1/0\text{м}\cdot\text{м}$ ;

$\epsilon_0$  — электрическая постоянная,  $\epsilon_0 = 8,85 \cdot 10^{-12} \Phi/\text{м}$ ;

$\epsilon_r$  — относительная диэлектрическая проницаемость;

$E$  — напряженность электрического поля,  $V/m$ ;

$V$  — потенциал,  $V$ .

В расчетах принято, что слой загрязнения равномерно распределется по изоляционной поверхности образцов, имеющих равномерное поверхностное сопротивление  $R$ . При увеличе-

нии  $h$  и  $\chi_v$ , поверхностное сопротивление уменьшается, соответственно увеличивается поверхностный ток — ток утечки.

На рис. 4–6 показан процесс моделирования, в котором временной интервал  $t$  принимается равным 0,04 с,  $\chi_v = 2500 \text{ мкСм}/\text{см}$  и  $h = 1 \text{ мм}$ .

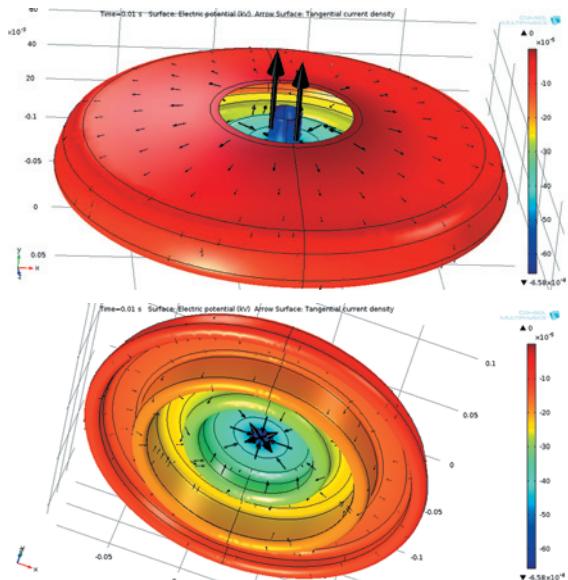


Рис. 4. Распределение потенциала по поверхности изолятора ПС-70Е в момент времени  $t = 0,01$  с

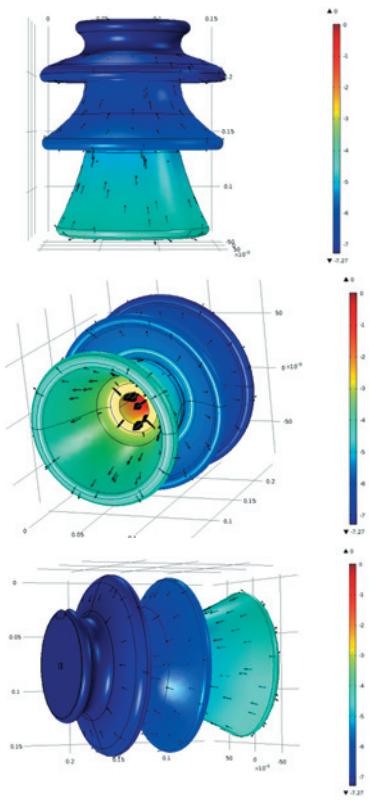


Рис. 5. Распределение потенциала по поверхности изолятора ШФ-20Г

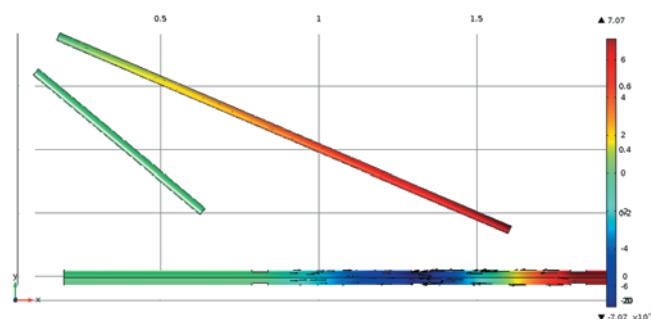


Рис. 6. Распределение потенциала по поверхности полимерного кронштейна КПСИП-3

В модуле Results определяются величины поверхностных токов путем интегрирования плотности тока по соответствующей границе. Полученные на изоляторах токи носят синусоидальный характер.

По участку траверсы кронштейна КПСИП-3 между узлами крепления проводов протекают межфазные токи, вызванные проводимостью слоя загрязнения и имеющие несинусоидальный характер (рис. 7).

По тягам кронштейна протекают чрезмерно малые токи, поэтому проводимостью слоя загрязнения на тягах можно пренебречь.

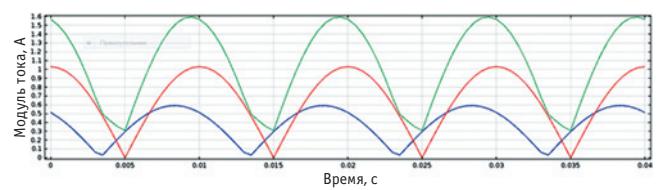


Рис. 7. Кривые модуля тока во времени у полимерного кронштейна КПСИП-3:  
—  $I_A$ ; —  $I_B$ ; —  $I_C$

В самом общем случае любая кривая тока во времени может быть охарактеризована эффективным значением тока. Для его определения ординаты рассматриваемой кривой тока возводятся в квадрат. Квадрат эффективного тока  $I_e^2$  находится делением площади, ограниченной полученной кривой, на ее основание.

Согласно полученным данным определяется эффективный ток для каждого типа изоляции, у кронштейна КПСИП-3 максимальный эффективный ток протекает по фазе  $B$ .

По найденным значениям тока и напряжения в соответствии с законом Ома определяется проводимость — обратная величина сопротивления. Поверхностная проводимость  $\chi$  для каждого типа изоляции представлена в табл. 2–4, цветом выделены зоны загрязненности (синим — зона I, зеленым — зона II, желтым — зона III, красным — зона IV).

По результатам расчета электрической прочности оценивается вероятность  $P(\chi)$  того, что уровень поверхностной проводимости у рассмотренных изоляционных конструкций будет соответствовать данным табл. 1 при изменении концентрации  $\chi_v$  и толщины слоя загрязнения  $h$ .

Таблица 2

 Поверхностная проводимость  
 $\chi$  изолятора ПС-70Е

h, мм	$\chi_{\nu}$ , мкСм/см					
	1	500	1000	1500	2000	2500
0,0001	0,0004	0,002	0,004	0,007	0,009	0,011
0,01	0,0004	0,218	0,435	0,653	0,870	1,088
0,02	0,0009	0,435	0,870	1,305	1,740	2,176
0,03	0,0013	0,653	1,305	1,958	2,611	3,263
0,04	0,0017	0,870	1,740	2,611	3,481	4,351
0,05	0,0022	1,088	2,176	3,263	4,351	5,439
0,06	0,0026	1,305	2,611	3,916	5,221	6,527
0,07	0,0030	1,523	3,046	4,569	6,092	7,615
0,08	0,0035	1,740	3,481	5,221	6,962	8,702
0,09	0,0039	1,958	3,916	5,874	7,832	9,790
0,1	0,0044	2,176	4,351	6,527	8,702	10,878
0,2	0,0087	4,351	8,702	13,053	17,405	21,756
0,3	0,0131	6,527	13,053	19,580	26,107	32,634
0,4	0,0174	8,702	17,405	26,107	34,809	43,512
0,5	0,0218	10,878	21,756	32,634	43,512	54,389
0,6	0,0261	13,053	26,107	39,160	52,214	65,267
0,7	0,0325	15,229	30,458	45,687	60,916	76,145
0,8	0,0348	17,405	34,809	52,214	69,618	87,023
0,9	0,0392	19,580	39,160	58,741	78,321	97,901
1,0	0,0435	21,756	43,512	65,267	87,023	94,205

Таблица 4

 Поверхностная проводимость  
 $\chi$  полимерного кронштейна КПСИП-3

h, мм	$\chi_{\nu}$ , мкСм/см					
	1	500	1000	1500	2000	2500
0,0001	0,0000046	0,0023	0,0046	0,0069	0,0092	0,1150
0,01	0,00046	0,23	0,46	0,69	0,92	1,15
0,02	0,00092	0,46	0,92	1,38	1,84	2,30
0,03	0,00138	0,69	1,38	2,07	2,76	3,45
0,04	0,00184	0,92	1,84	2,76	3,68	4,60
0,05	0,0023	1,15	2,30	3,45	4,60	5,75
0,06	0,00276	1,38	2,76	4,14	5,52	6,90
0,07	0,00322	1,61	3,22	4,83	6,44	8,05
0,08	0,00368	1,84	3,68	5,52	7,36	9,20
0,09	0,00414	2,07	4,14	6,21	8,28	10,35
0,1	0,0046	2,30	4,60	6,90	9,20	11,50
0,2	0,0092	4,60	9,20	13,80	18,40	23,00
0,3	0,0138	6,90	13,80	20,70	27,60	34,50
0,4	0,0184	9,20	18,40	27,60	36,81	46,01
0,5	0,023	11,50	23,00	34,51	46,01	57,51
0,6	0,0276	13,80	27,60	41,41	55,21	69,01
0,7	0,0322	16,10	32,20	48,31	64,41	80,51
0,8	0,0368	18,40	36,81	55,21	73,61	92,01
0,9	0,0414	20,70	41,41	62,11	82,81	103,52
1,0	0,046	23,00	46,01	69,01	92,01	115,00

Таблица 3

 Поверхностная проводимость  $\chi$  изолятора ШФ-20Г

h, мм	$\chi_{\nu}$ , мкСм/см					
	1	500	1000	1500	2000	2500
0,0001	0,00000	0,001	0,001	0,002	0,002	0,003
0,01	0,00012	0,061	0,122	0,183	0,244	0,305
0,02	0,00024	0,122	0,244	0,366	0,489	0,611
0,03	0,00037	0,183	0,366	0,550	0,733	0,916
0,04	0,00049	0,244	0,489	0,733	0,977	1,222
0,05	0,00061	0,305	0,611	0,916	1,222	1,527
0,06	0,00073	0,366	0,733	1,100	1,466	1,833
0,07	0,00086	0,428	0,855	1,283	1,710	2,138
0,08	0,0010	0,489	0,977	1,466	1,955	2,444
0,09	0,0011	0,550	1,100	1,649	2,199	2,749
0,1	0,0012	0,611	1,222	1,833	2,444	3,054
0,2	0,0024	1,222	2,444	3,665	4,887	6,109
0,3	0,0037	1,833	3,665	5,498	7,331	9,163
0,4	0,0049	2,444	4,887	7,331	9,774	12,218
0,5	0,0061	3,054	6,109	9,163	12,218	15,272
0,6	0,0073	3,665	7,331	10,996	14,661	18,326
0,7	0,0086	4,276	8,552	12,828	17,105	21,381
0,8	0,0098	4,887	9,774	14,661	19,548	24,435
0,9	0,0110	5,498	10,996	16,494	21,992	27,490
1,0	0,0122	6,109	12,218	18,326	24,435	30,544

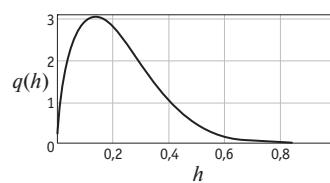
где  $h_{\min}$  и  $h_r$  — соответственно минимальная и ограничивающая толщина слоя загрязнения определенной зоны, мм (см. табл. 2–4).  
 Функция  $q(h)$  описывается распределением Вейбулла [9]

$$q(h) = \frac{\beta}{\eta} \cdot \left( \frac{h - h_0}{\eta} \right)^{\beta-1} \cdot \exp \left[ - \left( \frac{h - h_0}{\eta} \right)^\beta \right], \quad (7)$$

где  $\beta$  и  $\eta$  — соответственно параметры формы и масштаба распределения (в расчетах принято, что  $\beta = 1,6$  и  $\eta = 0,25$ );

$h_0$  — минимальная толщина слоя загрязнения,  $h_0 = 0,0001$  мм.

Функция распределения представлена на рис. 8.


 Рис. 8. Функция распределения  $q(h)$

При помощи программного продукта Mathcad определяется вероятность  $P(\chi)$  для каждой изоляционной конструкции (табл. 5).

Таблица 5

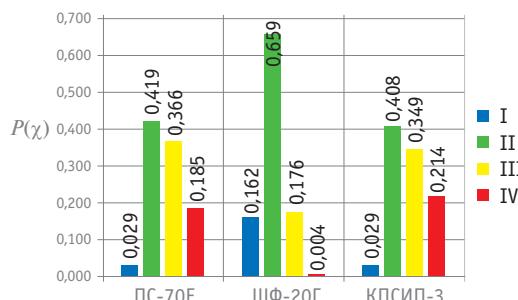
#### Вероятность соответствия расчетной $\chi$ нормативным данным

Зоны загрязнения	$\chi_{\text{ср}}$ , мкСм/см				
	500	1000	1500	2000	2500
ПС-70Е					
I	0,0728913	0,033	0,017	0,017	0,0057
II	0,807	0,47	0,486	0,189	0,1433
III	0,12	0,449	0,377	0,532	0,354
IV	0,0001087	0,048	0,12	0,262	0,497
ШФ-20Г					
I	0,503	0,149	0,073	0,052	0,033
II	0,497	0,834	0,807	0,686	0,47
III	0	0,017	0,12	0,261	0,48
IV	0	0	0	0,001	0,017
КПСИП-3					
I	0,073	0,033	0,017	0,017	0,00569
II	0,80668	0,47	0,486	0,16	0,116
III	0,12	0,449	0,235	0,561	0,381
IV	0,00032	0,048	0,262	0,262	0,49731

#### Литература

1. Тиходеев Н. Н., Шур С. С. Изоляция электрических сетей (методика выбора, статистической координации и приведение к норме). Л. : Энергия, 1979. 304 с.
2. Мерхалев С. Д., Соломоник Е. А. Выбор и эксплуатация изоляции в районах с загрязненной атмосферой. Л. : Энергоатомиздат, 1983. 120 с.
3. Кравченко В. А., Ментюкова А. М., Яковлев В. Н. Проектирование и эксплуатация изоляции электроустановок в условиях загрязненной атмосферы. Ташкент : Фан, 1993. 204 с.
4. Кочунов Ю. А. Применение композитных материалов для изготовления поддерживающих конструкций линий продольного электроснабжения // Транспорт Урала. 2014. № 1 (40). С. 76–80. ISSN 1815–9400.
5. Кочунов Ю. А. Аналитическое определение прочности стеклопластикового кронштейна проводов для линий продольного электроснабжения // Транспорт Урала. 2014. № 3 (42). С. 102–108. ISSN 1815–9400.
6. Аржаников Б. А., Афанасьева Н. А., Кочунов Ю. А. Технико-экономическое обоснование применения кронштейна ВЛ СЦБ и ПЭ, выполненного из композитного материала // Транспорт Урала. 2015. № 2 (45). С. 92–95. ISSN 1815–9400.
7. ГОСТ Р 52082–2003. Изоляторы полимерные опорные наружной установки на напряжение 6–220 кВ. Общие технические условия. М. : Госстандарт, 2003.
8. Правила устройства электроустановок (ПУЭ) / 7-е изд. М. : Минэнерго, 2002.
9. Ефимов А. В., Галкин А. Г. Надежность и диагностика устройств электроснабжения. М. : УМК МПС России, 2000. 511 с.

При допущении, что появление поверхностной проводимости с разной концентрацией загрязнения равновероятно, общая вероятность поверхностной проводимости для каждой зоны загрязнения определяется как среднее значение (рис. 9).

Рис. 9. Диаграмма вероятности соответствия расчетной  $\chi$  нормативным данным

Из рис. 9 видно, что полимерный кронштейн КПСИП-3 по своим характеристикам близок к изолятору ПС-70Е, который рекомендован к эксплуатации в I и II зонах при любых видах загрязнения [8]. Следовательно, кронштейн КПСИП-3 также может быть рекомендован для использования в этих зонах.

Разработанная методика позволяет:

- определить численные значения поверхностной проводимости в зависимости от толщины и концентрации загрязнения;
- при разработке карт зон загрязнения оценить допустимую толщину слоя загрязнения по известной концентрации загрязнителя и таким образом внести корректировки в технологические карты по проведению профилактических мероприятий.

#### References

1. Tikhodeev N. N., Shur S. S. Izolyatsiya elektricheskikh setey (metodika vybora, statisticheskoy koordinatsii i privedenie k norme) [Insulation of electrical networks (method of choice, statistical coordination and reduction to normal)]. L. : Energiya, 1979. 304 p.
2. Merkhalev S. D., Solomonik E. A. Vybor i ekspluatatsiya izolyatsii v rayonakh s zaryaznennoy atmosferoy [Choice and operation of insulation in areas with air pollution]. L. : Energoatomizdat, 1983. 120 p.
3. Kravchenko V. A., Mentyukova A. M., Proektirovaniye i ekspluatatsiya izolyatsii elektrostanovok v usloviyah zaryaznennoy atmosfery [Design and operation of electrical insulation in a polluted atmosphere]. Tashkent : Fan, 1993. 204 p.
4. Kochunov Yu. A. Primenenie kompozitnykh materialov dlya izgotovleniya podderzhivayushchikh konstruktsiy liniy prodol'nogo elektrosnabzheniya [Application of composite materials for manufacturing of supporting structures of longitudinal power supply lines] // Transport of the Urals. 2014. № 1 (40). P. 76–80. ISSN 1815–9400.
5. Kochunov Yu. A. Analiticheskoe opredelenie prochnosti stekloplastikovogo kronshteyna provodov dlya liniy prodol'nogo elektrosnabzheniya [Analysis of the strength of glass-fiber wire bracket for longitudinal power lines] // Transport of the Urals. 2014. № 3 (42). P. 102–108. ISSN 1815–9400.
6. Arzhannikov B. A., Afanasieva N. A., Kochunov Yu. A. Tekhniko-ekonomicheskoe obosnovanie primeneniya kronshteyna VL STSB i TE, vypolnennogo iz kompozitnogo materiala [Feasibility study of the use of composite arm of signaling and interlocking overhead line and longitudinal power supply line] // Transport of the Urals. 2015. № 2 (45). P. 92–95. ISSN 1815–9400.
7. GOST R 52082–2003. Izolyatory polimernye opornye naruzhnoy ustanovki na napryazhenie 6–220 kV. Obshchie tekhnicheskie usloviya [Polymeric supporting insulators for outdoor units for 6–220 kV voltage. General specifications]. M. : Gosstandart, 2003.
8. Pravila ustroystva elektrostanovok (PUE) [Rules for Electrical Installations (PUE)] / 7-e izd. M. : Minenergo, 2002.
9. Efimov A. V., Gal'kin A. G. Nadezhnost i diagnostika ustroystv elektrosnabzheniya [Reliability and diagnostics of power supply devices]. M. : UMK MPS Rossii, 2000. 511 p.

УДК 621.311.6:621.316.722

**Борис Алексеевич Аржаников, доктор технических наук, профессор кафедры «Электроснабжение транспорта» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,**  
**Владислав Федорович Григорьев, кандидат технических наук, профессор кафедры «Электрические машины» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург,**  
**Анна Викторовна Бондаренко, старший преподаватель кафедры «Электрические машины» Уральского государственного университета путей сообщения (УрГУПС), Екатеринбург**

## ИССЛЕДОВАНИЕ ГАРМОНИЧЕСКИХ СОСТАВЛЯЮЩИХ ТОКОВ В ТРАНСФОРМАТОРНОМ АГРЕГАТЕ ПРИ ДВУХФАЗНОМ РЕЖИМЕ РАБОТЫ

**Boris Alexeyevich Arzhannikov, DSc in Engineering, Professor, Department of Transport Power Supply, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,**  
**Vladislav Fedorovich Grigoriev, PhD in Engineering, Professor, Department of Electric Machinery, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg,**  
**Anna Viktorovna Bondarenko, Senior Lecturer, Department of Electric Machinery, Ural State University of Railway Transport (USURT), Ekaterinburg**

### Research of current harmonics in transformer unit at two-phase operation mode

#### Аннотация

Рассмотрен двухфазный режим работы силового трансформатора в схеме питания контактной сети переменного тока. В электрической схеме замещения системы питания контактной сети двухпутного участка нагрузкой служит электровоз постоянного тока или другие потребители подобного рода, имеющие выпрямительные установки, наличие которых обуславливает появление несимметричных периодических токов и в системе электроснабжения, и в самом силовом трансформаторе. Приведены формулы для расчета гармонических составляющих силового трансформатора. В статье описан используемый авторами метод гармонического анализа, когда правой частью дифференциальных уравнений являются эквивалентные ЭДС, представленные в виде тригонометрических рядов. Решение дифференциальных уравнений получено непосредственно в виде рядов Фурье. Использованный подход существенно упрощает расчет энергетических показателей схемы.

**Ключевые слова:** силовой трансформатор, гармонические составляющие токов, двухфазная несимметричная нагрузка, схема замещения, тригонометрический ряд.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-96-100

#### Summary

A two-phase operation mode of the power transformer has been considered in AC catenary power circuit. In equivalent circuit of catenary feed system of a double-track section the load is presented as DC electric locomotive or other consumers of this kind having rectifier units which cause the appearance of asymmetrical periodic currents both in power supply system and in the power transformer itself. The formulas to calculate harmonic components of the power transformer are presented. The article describes harmonic analysis method used by the authors, where the right-hand side of differential equations is equivalent EMF, presented in the form of trigonometric series. Differential equations are solved directly in the form of Fourier series. The approach greatly simplifies the calculation of energy parameters of the circuit.

**Keywords:** power transformer, current harmonics, two-phase unbalanced load, equivalent circuit, trigonometric series.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-96-100

**Н**а железных дорогах России, электрифицированных на переменном токе, питание контактной сети осуществляется, как правило, с помощью соединенных по схеме  $Y/\Delta-11$  трехфазных трансформаторов (рис. 1), которые могут работать в однофазном (независимое питание секций контактной сети)\* и двухфазном режиме (совместное питание секций контактной сети) [1]. Схема совместного питания секций контактной сети в системе тягового электроснабжения переменного тока является основной, применяемой в эксплуатации.

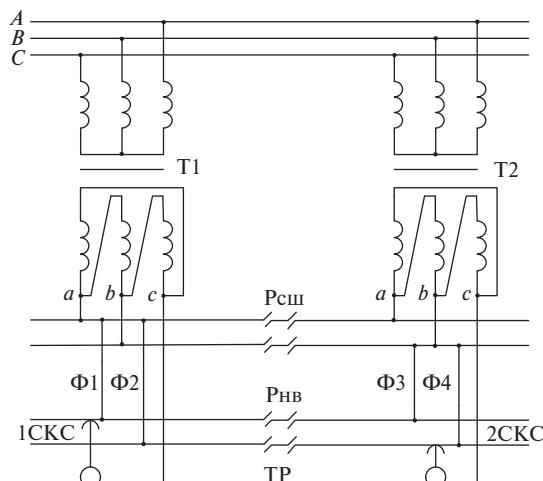


Рис. 1. Схема питания контактной сети двухпутного участка

\*Анализ этого режима с точки зрения гармонического состава токов и напряжений приведен в [1].

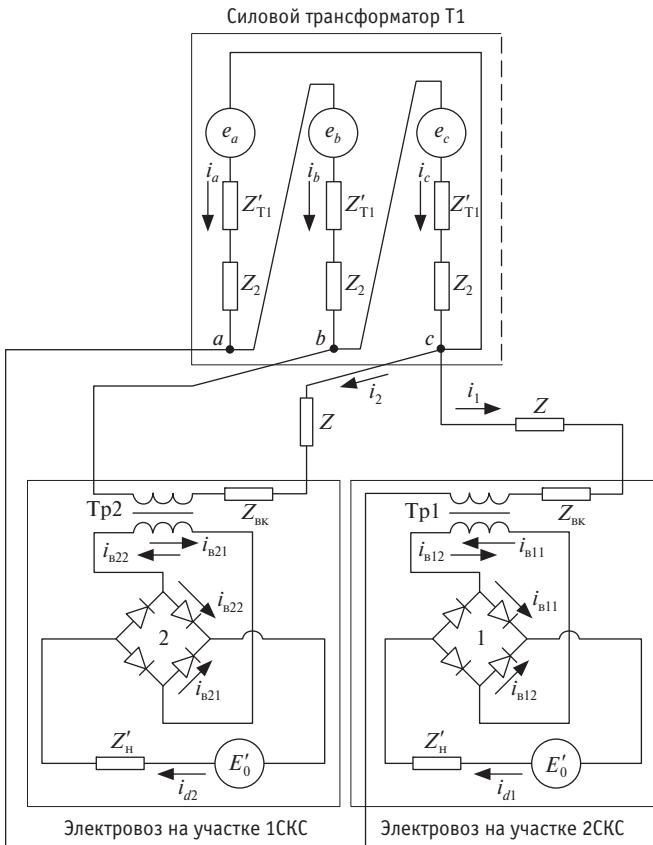
Рассмотрим электромагнитные процессы в системе электроснабжения, изображенной на рис. 1, при раздельном питании, когда силовой трансформатор T1 работает в двухфазном режиме и питает обе секции контактной сети 1СКС, 2СКС, а силовой трансформатор T2 отключен и находится в резерве.

Примем следующие допущения:

ток холостого хода силового и выпрямительных трансформаторов электровозов не учитывается, так как его величина составляет  $I_0 = (2-8)\% I_{1H}$ ;

в исследуемом режиме трансформатор работает при несимметричной нагрузке фаз, электромагнитные процессы в каждой фазе трехфазного трансформатора с соединением обмоток  $Y/\Delta$  можно рассматривать независимо как процессы в трех однофазных трансформаторах [2].

С учетом принятых допущений электрическая схема замещения системы питания контактной сети двухпутного участка при двухфазном раздельном питании будет иметь вид, представленный на рис. 2.



**Рис. 2. Схема замещения системы электроснабжения контактной сети двухпутного участка при двухфазном режиме работы трансформатора T1**

В электрической схеме замещения используются следующие обозначения:

$e_a, e_b, e_c$  — ЭДС вторичных обмоток силового трансформатора;

$Z'_{T1}$  — полное сопротивление приведенной первичной обмотки силового трансформатора,  $Z'_{T1} = Z_1 / k_1^2$ , где  $k_1$  — коэффициент трансформации силового трансформатора,  $Z_1$  — полное сопротивление первичной обмотки силового трансформатора;

$Z_2$  — полное сопротивление вторичной обмотки силового трансформатора;

$Z$  — полное сопротивление фидеров  $\Phi 1, \Phi 4$ ;

$Z_{BK}$  — полное сопротивление первичной и приведенной вторичной обмотки выпрямительного трансформатора электровоза;

$E'_0$  — приведенное значение противо-ЭДС нагрузки,  $E'_0 = k_2 \cdot E_0$ , где  $k_2$  — коэффициент трансформации выпрямительного трансформатора электровоза;

$Z'_H$  — приведенное полное сопротивление цепи нагрузки,  $Z'_H = k_2^2 Z_H$ .

В схеме замещения нагрузкой служит электровоз постоянного тока с выпрямительной установкой, что обуславливает появление несинусоидальных периодических токов в исследуемой схеме.

Качественный анализ процессов, происходящих в электрической схеме с преобразователем, обычно выполняется кусочно-линейным методом, когда составляются линейные дифференциальные уравнения с постоянными коэффициентами [3]. Нами для расчета электрической схемы замещения применяется метод гармонического анализа, когда решение дифференциальных уравнений представлено непосредственно в виде тригонометрических рядов. При использовании данного метода существенно упрощается расчет эксплуатационных характеристик (коэффициентов искажения, пульсации и т.д.).

Уравнения, описывающие электромагнитные процессы в схеме замещения, имеют вид:

для фазы  $a$  силового трансформатора T1

$$\begin{cases} X_3 \frac{di_{B11}}{d\omega t} + r_3 i_{B11} = E_a \sin \omega t - E'_0 \\ X_3 \frac{di_{B12}}{d\omega t} + r_3 i_{B12} = -E_a \sin \omega t - E'_0; \\ i_{d1} = i_{B11} + i_{B12} \\ i_1 = i_{B11} - i_{B12} \end{cases}$$

для фазы  $c$  силового трансформатора T1

$$\begin{cases} X_3 \frac{di_{B21}}{d\omega t} + r_3 i_{B21} = E_a \sin \left( \omega t - \frac{4\pi}{3} \right) - E'_0 \\ X_3 \frac{di_{B22}}{d\omega t} + r_3 i_{B22} = -E_a \sin \left( \omega t - \frac{4\pi}{3} \right) - E'_0. \\ i_{d2} = i_{B21} + i_{B22} \\ i_2 = i_{B21} - i_{B22} \end{cases}$$



При этом токи фаз равны:

$$\begin{cases} i_a = \frac{1}{3}(2i_1 - i_2) \\ i_b = -\frac{1}{3}(i_1 + i_2) \\ i_c = \frac{1}{3}(2i_2 - i_1). \end{cases}$$

Кроме того,

$$r_3 = r_{31} + r + r_{BK} + r'_H,$$

где  $r_{31} = \frac{2}{3}(r'_{T1} + r_2)$  — эквивалентное активное сопротивление трансформатора T1;

$r_{BK} = r_{1BK} + r'_{2BK}$  — активное сопротивление выпрямительного трансформатора электровоза;

$r$  — активное сопротивление фидеров  $\Phi 1, \Phi 4$ ;

$r'_H$  — приведенное активное сопротивление нагрузки (электровоза);

$$x_3 = x_{31} + x + x_{BK} + x'_H,$$

где  $x_{31} = \frac{2}{3}(x'_{T1} + x_2)$  — эквивалентное индуктивное сопротивление трансформатора T1;

$x_{BK} = x_{1BK} + x'_{2BK}$  — индуктивное сопротивление выпрямительного трансформатора электровоза;

$x'_H$  — приведенное индуктивное сопротивление нагрузки (электровоза).

Исследуем уравнения, описывающие электромагнитные процессы для фазы  $a$  силового трансформатора T1.

В правой части дифференциальных уравнений приведены эквивалентные периодические ЭДС с периодом  $2\pi$ . Преподел существования эквивалентных ЭДС без учета угла коммутации вентиляй выпрямительного моста 1:

$$e_1(\omega t) = E_a \sin \omega t - E'_0 \text{ при } \psi \leq \omega t \leq \pi + \psi;$$

$$e_2(\omega t) = -E_a \sin \omega t - E'_0 \text{ при } \psi + \pi \leq \omega t \leq 2\pi + \psi,$$

где  $\psi$  — начальная фаза работы вентиляй, определяемая из равенства

$$E_a \sin \psi = E'_0.$$

Заменим эквивалентные ЭДС  $e_1(\omega t)$  и  $e_2(\omega t)$  тригонометрическими рядами, что упростит решение дифференциальных уравнений [4]:

$$e_1(\omega t) = \frac{a_{01}}{2} + \sum_{m=1,2,3,4,5...}^N [a_{1m} \cos m\omega t + b_{1m} \sin m\omega t];$$

$$e_2(\omega t) = \frac{a_{02}}{2} + \sum_{m=1,2,3,4,5...}^N [a_{2m} \cos m\omega t + b_{2m} \sin m\omega t].$$

Или:

$$e_1(\omega t) = \frac{a_{01}}{2} + \sum_{m=1,2,3,4,5...}^N A_{1m} \sin(m\omega t + \varphi_{1m});$$

$$e_2(\omega t) = \frac{a_{02}}{2} + \sum_{m=1,2,3,4,5...}^N A_{2m} \sin(m\omega t + \varphi_{2m}),$$

где

$$A_{1m} = \sqrt{a_{1m}^2 + b_{1m}^2}; \quad \varphi_{1m} = \arctg \frac{a_{1m}}{b_{1m}};$$

$$A_{2m} = \sqrt{a_{2m}^2 + b_{2m}^2}; \quad \varphi_{2m} = \arctg \frac{a_{2m}}{b_{2m}}.$$

Коэффициенты тригонометрических рядов для эквивалентных ЭДС  $e_1(\omega t)$  и  $e_2(\omega t)$  рассчитываются по формулам:

$$a_{01} = a_{02} = \frac{2E_a}{\pi} \cos \psi - E'_0;$$

$$a_{1m} = -a_{2m} = \frac{2E'_0}{m\pi} \sin m\psi \text{ при } m = 1, 3, 5...;$$

$$a_{1m} = a_{2m} = \frac{E_a}{\pi} \left[ \frac{\cos(m+1)\psi}{m+1} + \frac{\cos(m-1)\psi}{m-1} \right]$$

при  $m = 2, 4, 6...$

$$b_{11} = b_{21} = \frac{E_a}{2} - \frac{E'_0}{\pi} \cos \psi;$$

$$b_{1m} = -b_{2m} = \frac{2E'_0}{m\pi} \cos m\psi \text{ при } m = 3, 5, 7...;$$

$$b_{1m} = b_{2m} = \frac{E_a}{\pi} \left[ -\frac{\sin(m-1)\psi}{m-1} + \frac{\sin(m+1)\psi}{m+1} \right]$$

при  $m = 2, 4, 6...$

Окончательные решения дифференциальных уравнений и других уравнений для фазы  $a$  силового трансформатора имеют вид:

$$i_{b11} = \frac{a_{01}}{2r_3} + \sum_{m=1,2,3...}^N \frac{A_{1m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{1m} - \psi_{1m});$$

$$i_{b21} = \frac{a_{02}}{2r_3} + \sum_{m=1,2,3...}^N \frac{A_{2m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{2m} - \psi_{2m});$$

$$i_{d1} = 2 \left[ \frac{a_{01}}{2r_3} + \sum_{m=2,4,6...}^N \frac{A_{1m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{1m} - \psi_{1m}) \right];$$



$$i_1 = 2 \left[ \frac{A_{11}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{11} - \psi_{11}) + \right. \\ \left. + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{1m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{1m} - \psi_{1m}) \right].$$

Уравнения, описывающие электромагнитные процессы для фазы *c* силового трансформатора Т1, решаются так же, как и для фазы *a*. При этом пределы существования эквивалентных ЭДС  $e_3(\omega t)$  и  $e_4(\omega t)$  следуют изменить:

$$e_3(\omega t) = -E_c \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{3}\right) - E'_0 \text{ при } \psi + \frac{\pi}{3} \leq \omega t \leq \psi + \frac{4\pi}{3};$$

$$e_4(\omega t) = E_c \sin\left(\omega t - \frac{\pi}{3}\right) - E'_0 \text{ при } \frac{4\pi}{3} + \psi \leq \omega t \leq \psi + \frac{7\pi}{3}.$$

Эквивалентные ЭДС  $e_3(\omega t)$  и  $e_4(\omega t)$  представим также в виде тригонометрических рядов:

$$e_3(\omega t) = \frac{a_{03}}{2} + \sum_{m=1,2,3...}^N A_{3m} \sin(m\omega t + \varphi_{3m});$$

$$e_4(\omega t) = \frac{a_{04}}{2} + \sum_{m=1,2,3...}^N A_{4m} \sin(m\omega t + \varphi_{4m}),$$

где

$$A_{3m} = \sqrt{a_{3m}^2 + b_{3m}^2}; \quad \varphi_{3m} = \operatorname{arctg} \frac{a_{3m}}{b_{3m}};$$

$$A_{4m} = \sqrt{a_{4m}^2 + b_{4m}^2}; \quad \varphi_{4m} = \operatorname{arctg} \frac{a_{4m}}{b_{4m}};$$

$a_{03}, a_{04}, a_{31}, a_{41}, a_{3m}, a_{4m}, b_{31}, b_{41}, b_{3m}, b_{4m}$  — коэффициенты тригонометрических рядов, которые рассчитываются по формулам:

$$a_{03} = a_{04} = \frac{2E_c}{\pi} \cos \psi - E'_0;$$

$$a_{31} = -a_{41} = -\frac{\sqrt{3}}{4} E_c - \frac{2E'_0}{\pi} \sin\left(\frac{\pi}{3} + \psi\right);$$

$$a_{3m} = -a_{4m} = -\frac{2E'_0}{m\pi} \sin m\psi \text{ при } m = 3, 5, 7...;$$

$$a_{3m} = a_{4m} = -\frac{E_c}{(m+1)\pi} \cos\left((m+1)\psi - \frac{\pi}{3}\right) - \\ - \frac{E_c}{(m-1)\pi} \cos\left((m-1)\psi + \frac{2\pi}{3}\right) \text{ при } m = 2, 4, 6...;$$

$$b_{31} = -b_{41} = \frac{E_c}{4} - \frac{2E'_0}{\pi} \cos\left(\frac{\pi}{3} + \psi\right);$$

$$b_{3m} = -b_{4m} = \frac{2E'_0}{m\pi} \sin m\psi \text{ при } m = 3, 5, 7...;$$

$$b_{3m} = b_{4m} = -\frac{E_c}{(m+1)\pi} \sin\left((m+1)\psi + \frac{\pi}{3}\right) + \\ + \frac{E_c}{(m-1)\pi} \sin\left((m-1)\psi + \frac{2\pi}{3}\right) \text{ при } m = 2, 4, 6...;$$

Решения дифференциальных уравнений и других уравнений для фазы *c* силового трансформатора Т1 имеют вид:

$$i_{b21} = \frac{a_{03}}{2r_3} + \sum_{m=1,2,3...}^N \frac{A_{3m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{3m} - \psi_{3m});$$

$$i_{b22} = \frac{a_{04}}{2r_3} + \sum_{m=1,2,3...}^N \frac{A_{4m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{4m} - \psi_{4m});$$

$$i_{d2} = 2 \left[ \frac{a_{03}}{2r_3} + \sum_{m=2,4,6...}^N \frac{A_{3m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{3m} - \psi_{3m}) \right];$$

$$i_2 = 2 \left[ \frac{A_{31}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{31} - \psi_{31}) + \right. \\ \left. + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{3m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{3m} - \psi_{3m}) \right].$$

Фазные токи силового трансформатора Т1 рассчитываются по формулам:

$$i_a = \frac{2}{3} \left\{ 2 \left[ \frac{A_{11}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{11} - \psi_{11}) + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{1m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{1m} - \psi_{1m}) \right] - \right. \\ \left. - \left[ \frac{A_{31}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{31} - \psi_{31}) + \right. \right. \\ \left. \left. + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{3m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{3m} - \psi_{3m}) \right] \right\};$$



$$i_b = -\frac{2}{3} \left\{ \left[ \frac{A_{11}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{11} - \psi_{11}) + \right. \right. \\ + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{1m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{1m} - \psi_{1m}) \left. \right] + \\ + \left[ \frac{A_{31}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{31} - \psi_{31}) + \right. \\ \left. \left. + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{3m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{3m} - \psi_{3m}) \right] \right\}; \\ i_c = \frac{2}{3} \left\{ 2 \left[ \frac{A_{31}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{31} - \psi_{31}) + \right. \right. \\ + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{3m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{3m} - \psi_{3m}) \left. \right] - \\ - \left[ \frac{A_{11}}{\sqrt{r_3^2 + x_3^2}} \sin(\omega t + \varphi_{11} - \psi_{11}) + \right. \\ \left. \left. + \sum_{m=3,5,7...}^N \frac{A_{1m}}{\sqrt{r_3^2 + (mx_3)^2}} \sin(m\omega t + \varphi_{1m} - \psi_{1m}) \right] \right\}.$$

## ВЫВОДЫ

1. Из расчетных формул коэффициентов тригонометрических рядов следует, что амплитуда первой гармоники тока трансформатора Т1 зависит от величины ЭДС силового трансформатора и противо-ЭДС нагрузки.

2. Амплитуды высших гармоник тока трансформатора Т1 зависят от величины противо-ЭДС нагрузки.

3. Полученные решения дифференциальных уравнений непосредственно в виде тригонометрических рядов позволяют достаточно просто рассчитать коэффициент искажения, коэффициент пульсации выпрямленного напряжения (тока) и коэффициент мощности силового трансформатора.

## Литература

1. Исследование гармонических составляющих в трансформаторном агрегате электрифицированных железных дорог переменного тока / Б. А. Аржанников, В. Ф. Григорьев, А. В. Бондаренко и др. // Транспорт Урала. 2013. № 1 (36). С. 105–108. ISSN 1815–9400.
2. Петров Г. Я. Электрические машины : учеб. для вузов. М. : Госэнергоиздат, 1956. 272 с.
3. Коганов И. Л. Электронные и ионные преобразователи : учеб. для вузов. М. : Госэнергоиздат, 1955. 456 с.
4. Выгодский М. Я. Справочник по высшей математике. М. : ACT, 2008. 992 с.

## References

1. Issledovanie garmonicheskikh sostavlyayushchikh v transformatornom agregate elektrifitsirovannykh zheleznykh dorog peremennogo toka [Study of harmonic components of currents in transformer unit of electrified AC railways] / B. A. Arzhannikov, V. F. Grigoriev, A. V. Bondarenko i dr. // Transport of the Urals. 2013. № 1 (36). P. 105–108. ISSN 1815-9400.
2. Petrov G. Ya. Elektricheskie mashiny : ucheb. dlya vuzov [Electric machines : a textbook for universities]. M. : Gosenergoizdat, 1956. 272 p.
3. Koganov I. L. Elektronnye i ionnye preobrazovateli : ucheb. dlya vuzov [Electronic and ionic converters : a textbook for universities]. M. : Gosenergoizdat, 1955. 456 p.
4. Vygodskiy M. Ya. Spravochnik po vysshey matematike [Handbook on higher mathematics]. M. : AST, 2008. 992 p.

УДК 62-523.8

Александр Алексеевич Бельский, аспирант Южно-Уральского государственного университета (национального исследовательского университета), Челябинск

# ПЕРСПЕКТИВЫ ПРИМЕНЕНИЯ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ РЕГУЛИРОВАНИЯ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДЛЯ ОДНОВАЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ЭНЕРГОАГРЕГАТА

Alexander Alexeyevich Belskiy, graduate student, South Ural State University (SUSU), Chelyabinsk

## Prospects of the use of electronic fuel control system for single-shaft gas turbine power unit

### Аннотация

В статье рассмотрены требования к системам автоматического управления топливоподачей газотурбинными вспомогательными силовыми установками машин специального назначения.

Отмечены принципиальные недостатки традиционных гидромеханических регуляторов по сравнению с электронными системами.

При помощи анализа статической математической модели приведен подход к определению регулируемого параметра и соответственно закона регулирования, позволяющий оценить влияние выбранного закона на основные эксплуатационные показатели газотурбинной вспомогательной силовой установки.

В качестве примера дано сравнение полученных расчетных зависимостей относительного расхода топлива от величины обираемой механической мощности для газотурбинной установки при управлении по закону поддержания постоянной частоты вращения и по закону поддержания постоянной температуры газа на выходе из турбины.

**Ключевые слова:** вспомогательная силовая установка, газотурбинный двигатель, система автоматического управления, гидромеханический регулятор, статическая математическая модель, закон регулирования.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-101-105

### Summary

The article describes the requirements for automatic fuel control systems for auxiliary gas turbine units of special purpose vehicles.

Fundamental shortcomings of traditional hydro-mechanical controls compared to electronic systems are noted.

By analyzing the static mathematical model, an approach is given to define the controlled parameter, and correspondingly, control law for assessing the impact of the law on the basic performance indicators of the auxiliary gas turbine unit.

As an example, a comparison of the calculated dependences of relative fuel consumption on withdrawn mechanical power is given for a gas turbine unit when it is controlled by law to maintain a constant speed and by law to maintain constant gas temperature at the turbine outlet.

**Keywords:** auxiliary power plant, gas turbine engine, automatic control system, hydromechanical governor, static mathematical model, regulation law.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-101-105

**В**спомогательная силовая установка (далее — ВСУ, энергоузел, энергоагрегат) — источник энергии на транспортном средстве (далее — ТС, объект), не предназначенный для приведения ТС в движение.

Назначение ВСУ состоит в выполнении следующих функций, используемых в различных комбинациях:

выработка электроэнергии в бортовую сеть объекта (для подзарядки аккумуляторных батарей, питания аппаратуры и электроприводов ТС, в том числе электростартеров основного двигателя);

выработка механической энергии (для приведения в движение элементов механизации объекта, гидравлических и воздушных насосов, а также раскрутки вала основного двигателя);

выработка тепловой энергии (для подогрева эксплуатационных жидкостей, в том числе охлаждающей жидкости поршневых двигателей внутреннего сгорания для запуска в зимнее время, а также для систем кондиционирования объекта);

выработка сжатого воздуха (для пневмоприводов объекта, а также для систем кондиционирования) [1].

В соответствии с приведенным определением и перечисленными функциями можно выделить такие требования к ВСУ по сравнению с основным двигателем:

больший ресурс;

меньший эффективный расход топлива;

простота обслуживания;

надежность запуска в условиях, когда запуск основного двигателя ограничен или принципиально невозможен;

меньшие массогабаритные показатели;

меньшая стоимость.

Всем этим требованиям удовлетворяют энергоагрегаты на основе газотурбинных двигателей (ГТД), относительно высокая стоимость которых по сравнению с ВСУ на основе двигателей внутреннего сгорания (ДВС) компенсируется большей удельной массовой и габаритной мощностью и возможностью запуска при экстремальных атмосферных условиях, что очень важно для использования в авиации и на наземных

машинах специального назначения, где главным образом ВСУ и применяются.

Требуемые эксплуатационные характеристики газотурбинной ВСУ и ее надежную работу обеспечивает система автоматического управления (САУ), однако, несмотря на то что на сегодняшний день для маршевых авиационных ГТД активно применяются цифровые САУ с резервными вычислительными каналами, именуемые FADEC (Full Authority Digital Engine Control), для вспомогательных газотурбинных энергоагрегатов используются системы управления предыдущего поколения, в которых основные функции выполняются гидромеханическими регуляторами.

Для упрощения конструкции газотурбинной ВСУ и соответственно для снижения ее стоимости органы управления геометрией проточной части не используются, поэтому зачастую единственным управляющим воздействием становится изменение расхода топлива в камеру сгорания, а САУ, таким образом, является системой автоматического регулирования топливоподачи.

В общем случае такая САУ должна обеспечивать:

подачу и прекращение подачи топлива в изделие по сигналу; изменение расхода топлива в соответствии с программами управления по внутридвигательным параметрам и управляющим сигналам;

блокировку опасных режимов работы изделия (перегрева элементов изделия, срывов пламени в камере сгорания, неустойчивой работы компрессора и увеличения частоты вращения ротора турбокомпрессора выше предельно допустимой);

подачу сигналов о готовности к работе и неисправностях.

Часть перечисленных функций ВСУ, предназначенный для выработки электроэнергии постоянного тока (регулируемый параметр — частота вращения ротора), может выполнять и ги-

дромеханический агрегат, принципиальная схема которого приведена на рис. 1.

Однако такой способ регулирования имеет следующие недостатки:

отсутствие всережимности (по частоте вращения вала генератора) и, как результат, перерасход топлива при снижении электрической нагрузки на генератор, поскольку центробежный ограничитель поддерживает большую частоту вращения, чем это необходимо для получения требуемой электрической мощности;

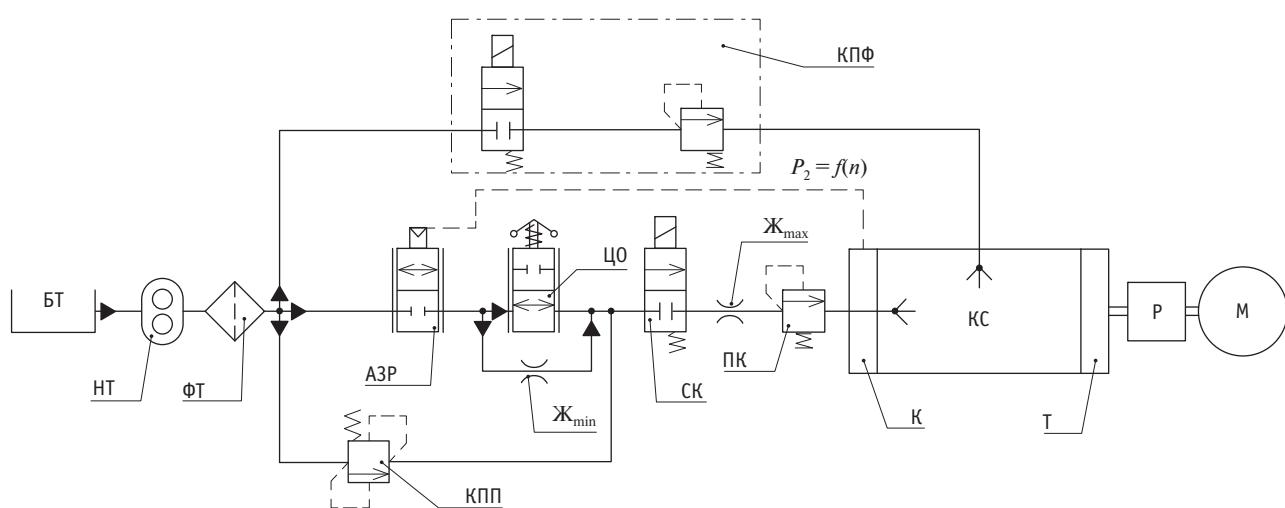
недостаточное качество переходных процессов при резком изменении нагрузки на генератор (повышенное время регулирования, наличие таких явлений, как заброс и перерегулирование), что в целом приводит к потере и снижению качества электроэнергии [2];

недостаточная жесткость регулятора (наличие статической ошибки регулирования, обусловленной конструкцией центробежного ограничителя)\*;

потребность в дополнительных электронных блоках, осуществляющих ограничение предельных значений параметров рабочего процесса, а именно времени запуска, температуры газа и частоты вращения, причем это ограничение производится путем останова двигателя, что дополнительно снижает его показатели надежности;

неспособность автоматически адаптироваться к изменению условий окружающей среды без проведения перенастройки, что ухудшает пусковые качества изделия, так как заложенная характеристика запуска и разгона не будет соответствовать требуемой для данных условий;

\*Этот и предыдущие недостатки можно устранить, если изменить конструкцию регулятора, что, однако, усугубит недостатки, перечисленные далее.



**Рис. 1. Принципиальная схема гидромеханического регулятора:**

БТ — бак топливный; НТ — насос топливный; ФТ — фильтр топливный; КПП — клапан постоянного перепада; КПФ — клапан пусковой форсунки; АЗР — автомат запуска и разгона; ЦО — центробежный ограничитель; Ж<sub>min</sub> — жиклер минимального расхода; СК — стоп-кран; Ж<sub>max</sub> — жиклер максимального расхода; ПК — клапан подпора; К — компрессор; КС — камера сгорания; Т — турбина; Р — редуктор; М — стартер-генератор;  
— линии потока жидкости; - - - линии управления; — линии механической связи

снижение точности и надежности регулирования вследствие износа прецизионных элементов гидромеханического регулятора;

повышенные массогабаритные показатели;

технологическая сложность изготовления элементов гидромеханического регулятора;

недостаточная эксплуатационная технологичность, в частности легкосъемность, доступность к агрегату для произведения перенастройки и контролепригодность (для этого требуется установка агрегата либо всего изделия на специальный стенд для контрольно-диагностических и регулировочных работ, а в некоторых случаях и частичная разборка агрегата).

Цифровая САУ лишена перечисленных недостатков, так как: позволяет изменять поддерживаемый скоростной режим в соответствии с заложенными алгоритмами и программами, т.е. обеспечивает всережимность;

позволяет получить большее качество переходных процессов за счет возможности оперировать производными регулируемого параметра по времени;

может самостоятельно производить ограничение по предельным параметрам, причем путем изменения управляющего воздействия, а не останова ВСУ;

может автоматически адаптироваться к изменениям условий окружающей среды при наличии соответствующих сигналов;

при том же наборе выполняемых функций обладает меньшими, чем у гидромеханического регулятора, массогабаритными показателями;

благодаря использованию минимального числа подвижных частей в структуре цифровой САУ меньше влияние их износа;

благодаря отсутствию механической связи с энергозузлом элементы САУ можно размещать в доступных для обслуживания участках конструкции, причем в случае перенастройки не требуется их демонтажа (возможно подключение прибора для переналадки через специальный контрольный разъем), кроме того, цифровая САУ может выполнять самодиагностику и автоматическую выдачу сигналов неисправности в аппаратуру объекта.

Как уже было сказано, регулирующим воздействием, принятым для большинства газотурбинных ВСУ, является изменение расхода топлива, поэтому принципиальный вопрос для построения САУ, отвечающей предъявляемым требованиям назначения, заключается в выявлении регулируемого внутридвигательного параметра, определяющего закладываемый в вычислители регулятора закон управления. Для этого предлагаются применять следующую расчетную статическую математическую модель.

Набор элементов, составляющих расчетную схему, принимается таким, чтобы ее можно было перенести на большинство конструкций газотурбинных энергоагрегатов.

### 1. Входное устройство:

$$T_{\text{bx}}^* = T_0^*;$$

$$p_{\text{bx}}^* = p_0^* \cdot \sigma_{\text{bx}},$$

где  $T_0^*$ ,  $p_0^*$  — абсолютные температура и давление заторможенного потока на входе в установку;

$T_{\text{bx}}^*$ ,  $p_{\text{bx}}^*$  — абсолютные температура и давление заторможенного потока на выходе из входного устройства;

$\sigma_{\text{bx}}$  — коэффициент восстановления полного давления во входном устройстве.

### 2. Компрессор:

$$\left. \begin{aligned} \eta_{\text{k}}^* &= \frac{p_{\text{k}}^*}{p_{\text{bx}}^*} = f \left[ \left( G_{\text{B}} \frac{101,3}{p_{\text{bx}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{bx}}^*}{288}} \right); \left( n_{\text{TK}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{bx}}^*}} \right) \right] \\ \eta_{\text{k}}^* &= f \left[ \left( G_{\text{B}} \frac{101,3}{p_{\text{bx}}^*} \sqrt{\frac{T_{\text{bx}}^*}{288}} \right); \left( n_{\text{TK}} \sqrt{\frac{288}{T_{\text{bx}}^*}} \right) \right] \end{aligned} \right\} \text{ — универс}$$

альные характеристики компрессора;

$$\frac{T_{\text{k}}^*}{T_{\text{bx}}^*} = 1 + \frac{\pi_{\text{k}}^{*\frac{k_{\text{b}}-1}{k_{\text{b}}}} - 1}{\eta_{\text{ад.к}}^*};$$

$$N_{\text{k}} = (G_{\text{B}}) \frac{k_{\text{b}}}{k_{\text{b}} - 1} R_{\text{b}} T_{\text{bx}}^* \left( \pi_{\text{k}}^{*\frac{k_{\text{b}}-1}{k_{\text{b}}}} - 1 \right) / \eta_{\text{k}}^*,$$

где  $G_{\text{B}}$  — массовый расход воздуха через компрессор при  $T_{\text{bx}}^*$ ,  $p_{\text{bx}}^*$ ;

$n_{\text{TK}}$  — частота вращения ротора двигателя при  $T_{\text{bx}}^*$ ;

$p_{\text{k}}^*$ ,  $T_{\text{k}}^*$  — абсолютные давление и температура заторможенного потока на выходе из компрессора;

$k_{\text{b}}$ ,  $R_{\text{b}}$  — показатель адиабаты и газовая постоянная воздуха;

$\pi_{\text{k}}^*$ ,  $\eta_{\text{k}}^*$  — степень повышения давления в компрессоре в полном выражении и адиабатический КПД компрессора;

$N_{\text{k}}$  — мощность, затрачиваемая на привод компрессора.

### 3. Камера сгорания:

$$\begin{aligned} c_{\frac{p_{\Gamma}(T_{\text{k}}^*+T_{\text{r}}^*)}{2}} \cdot G_{\Gamma} \cdot T_{\text{r}}^* &= c_{\frac{p_{\text{B}}(T_{\text{k}}^*+T_{\text{r}}^*)}{2}} \cdot G_{\text{B}} \cdot T_{\text{k}}^* + G_{\text{T}} \cdot \xi \cdot H_u + \\ &+ G_{\text{T}} \cdot (c_{p_{\text{T}}(T_0^*)} \cdot T_0^* - c_{p_{\text{T}}(T_{\text{k}}^*)} \cdot T_{\text{k}}^*); \end{aligned}$$

$$G_{\Gamma} = G_{\text{B}} - G_{\text{OTB}} + G_{\text{T}};$$

$$\frac{p_{\text{r}}^*}{p_{\text{k}}^*} = \sigma_{\text{K.C.}}$$

где  $p_{\text{r}}^*$ ,  $T_{\text{r}}^*$  — абсолютные давление и температура заторможенного потока на выходе из камеры сгорания;

$c_{\frac{p_{\Gamma}(T_{\text{k}}^*+T_{\text{r}}^*)}{2}}$  — средняя удельная изобарная теплоемкость газа (продуктов сгорания) при температурах  $T_{\text{k}}^*$  и  $T_{\text{r}}^*$ ;

$c_{\frac{p_{\text{B}}(T_{\text{k}}^*+T_{\text{r}}^*)}{2}}$  — средняя удельная изобарная теплоемкость воздуха при температурах  $T_{\text{k}}^*$  и  $T_{\text{r}}^*$ ;

$c_{p_{\text{T}}(T_0^*)}$ ,  $c_{p_{\text{T}}(T_{\text{k}}^*)}$  — удельные изобарные теплоемкости топлива при температурах  $T_0^*$  (температура топлива на входе в двигатель) и  $T_{\text{k}}^*$ ;

$\xi, H_u$  — коэффициент выделения тепла и низшая теплотворная способность топлива;

$G_\Gamma, G_{\text{OTB}}, G_T$  — массовые расходы газа (продуктов сгорания) на выходе из камеры сгорания, воздуха, отбираемого потребителем, и топлива соответственно;

$\sigma_{\text{к.с}}$  — коэффициент восстановления полного давления в камере сгорания.

#### 4. Турбина:

$$G_B \cdot \frac{\sqrt{T_r^*}}{p_r^*} = f \left[ \left( \pi_r^* = \frac{p_r^*}{p_t^*} \right); \left( \frac{n_{\text{TK}}}{\sqrt{T_r^*}} \right) \right]$$

$$\eta_i^* = f \left[ (\pi_r^*); \left( \frac{n_{\text{TK}}}{\sqrt{T_r^*}} \right) \right]$$

универсальные характеристики турбины;

$$\frac{T_r^*}{T_r} = 1 - \eta_i^* \left( 1 - \frac{1}{\frac{k_r-1}{\pi_m^* k_r}} \right);$$

$$N_T = G_\Gamma \cdot c_{\frac{p\Gamma(T_r^* + T_r^*)}{2}} \cdot T_r^* \cdot \left( 1 - \frac{1}{\frac{k_r-1}{\pi_r^* k_r}} \right) \cdot \eta_i^* \cdot \eta_{\text{мех}},$$

где  $p_r^*$ ,  $T_r^*$  — абсолютные давление и температура заторможенного потока на выходе из турбины;

$\pi_r^*$ ,  $\eta_i^*$ ,  $\eta_{\text{мех}}$  — степень понижения давления турбины в полном выражении, внутренний КПД турбины (газодинамические потери в турбине) и КПД механический (потери в опорах ротора);

$k_r$  — показатель адиабаты продуктов сгорания;

$N_T$  — мощность, создаваемая турбиной;

$c_{\frac{p\Gamma(T_r^* + T_r^*)}{2}}$  — средняя удельная изобарная теплоемкость газа (продуктов сгорания) при температурах  $T_r^*$  и  $T_r^*$ .

#### 5. Выпускная система:

$$\pi_c^* = \frac{p_r^*}{p_0} < \pi_{c,\text{кр}}^* = \left( \frac{k_r+1}{2} \right)^{\frac{k_r}{k_r-1}};$$

$$G_\Gamma \frac{\sqrt{T_r^*}}{p_r^*} = \varphi \cdot \left[ \sqrt{\frac{k_r}{R_\Gamma} \cdot \left( \frac{2}{k_r+1} \right)^{\frac{k_r+1}{k_r-1}}} \right] \cdot F_c \cdot q(\lambda);$$

$$q(\lambda) = f(\pi_c^*),$$

где  $\pi_c^*$ ,  $\pi_{c,\text{кр}}^*$  — степень понижения давления в выходном устройстве и степень понижения давления в критическом сечении;

$p_0$  — давление невозмущенного потока на выходе из выходного устройства (установки);

$\varphi, F_c$  — коэффициент скорости и наименьшая площадь газового тракта выходного устройства;

$q(\lambda)$  — функция приведенного расхода в выходном устройстве.

#### 6. Блок согласования элементов:

$$N_T = N_k + N_{\text{OTB}};$$

$$\pi_k^* \cdot \sigma_{\text{вх}} = \pi_r^* \cdot \frac{\pi_c^*}{\sigma_{\text{к.с}}},$$

где  $N_{\text{OTB}}$  — полезная мощность, снимаемая с вала турбины [3–5].

Таким образом, задаваясь законом регулирования для получения замкнутой системы, представленным в виде функциональной зависимости любого из внутридвигательных параметров (например, частоты вращения, температуры газа после турбины, давления после компрессора и т.п.), и принимая в качестве независимой переменной любое внешнее воздействие (допустим, величину отбираемой мощности), мы можем рассчитать состояние системы при работе на установленвшемся режиме.

На рис. 2 приведены зависимости относительного расхода топлива  $G_T$  одновального газотурбинного энергоагрегата от величины отбираемой мощности  $N_{\text{OTB}}$  при законах регулирования  $T_r^* = \text{const}$  и  $n_{\text{TK}} = \text{const}$ .

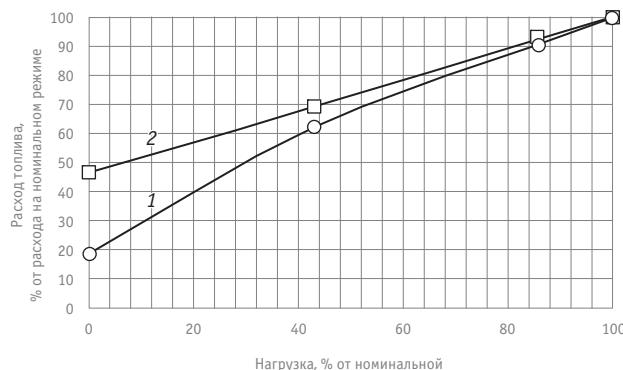


Рис. 2. Сравнительная статическая характеристика газотурбинного энергоагрегата при разных законах регулирования:  
1 —  $T_r^* = \text{const}$ ; 2 —  $n_{\text{TK}} = \text{const}$

Как видно из полученных расчетных зависимостей, регулирование по закону поддержания постоянной температуры газа после турбины позволяет уменьшить величину потребляемого топлива при частичной нагрузке и на холостом ходу, что может быть актуально для газотурбинных энергоагрегатов, предназначенных для выработки электроэнергии постоянного тока, а в совокупности с электротехническими устройствами для регулирования частоты тока — для выработки электроэнергии переменного тока.

Такой подход дает возможность еще на начальном этапе проектирования, когда отсутствуют экспериментальные характеристики элементов установки, качественно определить наиболее отвечающий требованиям технического задания закон, закладываемый в вычислители электронного регулятора. На дальнейших этапах, вводя в систему уравнений

дифференциал независимой переменной по времени и инерционные звенья (момент инерции ротора, объемы камер и т.д.), мы можем оценить и динамические свойства системы, а также определить законы, в соответствии с которыми должно осуществляться регулирование переходных процессов [6, 7].

## Литература

- Павловский Н. И. Вспомогательные силовые установки самолетов. М. : Транспорт, 1977.
- ГОСТ Р 54073–2010. Системы электроснабжения самолетов и вертолетов. Общие требования и нормы качества электроэнергии. М. : Стандартинформ, 2011.
- Клячкин А. Л. Эксплуатационные характеристики авиационных газотурбинных двигателей. М. : Транспорт, 1967.
- Любомудров Ю. В. Применение теории подобия при проектировании систем управления газотурбинных двигателей. М. : Машиностроение, 1971.
- Термогазодинамический расчет газотурбинных силовых установок / В. М. Дорофеев, В. Г. Маслов, Н. В. Первышин и др. М. : Машиностроение, 1973.
- Добрянский Г. В., Мартынова Т. С. Динамика авиационных ГТД. М. : Машиностроение, 1989.
- MacIsaac B., Langton R. Gas turbine propulsion systems. Chichester : John Wiley & Sons, 2011.

## References

- Pavlovskiy N. I. Vspomogatelnye silovye ustanovki samoletov [Auxiliary power unit of aircraft]. M. : Transport, 1977.
- GOST R 54073–2010. Sistemy elektrosnabzheniya samoletov i vertoletrov. Obshchie trebovaniya i normy kachestva elektroenergii [Power supply systems of aircraft and helicopters. General requirements and electricity quality standards]. M. : Standartinform, 2011.
- Klyachkin A. L. Ekspluatatsionnye kharakteristiki aviationsionnykh gazoturbinnikh dvigateley [Performance indicators of aircraft gas turbine engines]. M. : Transport, 1967.
- Lyubomudrov Yu. V. Primenenie teorii podobiya pri proektirovaniyu sistem upravleniya gazoturbinnikh dvigateley [Application of the theory of similarity in the design of control systems of gas turbine engines]. M. : Mashinostroenie, 1971.
- Termogazodinamicheskiy raschet gazoturbinnikh silovykh ustanovok [Heat and gas analysis of gas turbine power plants] / V. M. Dorofeev, V. G. Maslov, N. V. Pervyshin i dr. M. : Mashinostroenie, 1973.
- Dobryanskiy G. V., Martynova T. S. Dinamika aviatsionnykh GTD [Dynamics of aircraft GTE]. M. : Mashinostroenie, 1989.
- MacIsaac B., Langton R. Gas turbine propulsion systems. Chichester : John Wiley & Sons, 2011.

УДК 625.7

**Виктория Васильевна Калинина, аспирант Санкт-Петербургского государственного архитектурно-строительного университета (СПбГАСУ)**

## МЕТОДИКА ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ПОЛОС В ЗОНЕ ВЗИМАНИЯ ПЛАТЫ НА ПЛАТНЫХ ДОРОГАХ

**Viktoriya Vasilyevna Kalinina, graduate student,  
Saint-Petersburg State University of Architecture and Civil Engineering (SPSUACE)**

### A method for determining the number of lanes in toll collection area on toll roads

#### Аннотация

В статье проведен анализ действующих пунктов взимания платы (ПВП) с точки зрения соотношения между количеством полос по основному ходу и на ПВП. Изучены принципы движения транспорта в зависимости от конфигурации ПВП. Составлен перечень параметров, влияющих на количество полос в границах ПВП. Предложена методика определения количества полос в зоне взимания платы на платных автомобильных дорогах.

**Ключевые слова:** платная автомобильная дорога, транспортный поток, пропускная способность, пункт взимания платы.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-106-108

#### Summary

The article presents the analysis of the current toll points (TP) in terms of the ratio between the number of lanes on the main road and on TP. Traffic principles are examined depending on TP configuration. A list of parameters that affect the number of lanes within TP boundaries is specified. The method of determining the number of lanes in toll collection area on toll roads is proposed.

**Keywords:** toll road, traffic flow, capacity, toll point.

DOI:10.20291/1815-9400-2015-4-106-108

#### ВВЕДЕНИЕ

Интенсивность движения и пропускная способность элементов улично-дорожной сети (УДС) лежат в основе принятия решений при определении параметров элементов транспортных систем, в том числе для платных автомобильных дорог. Категорию автомобильных дорог устанавливают на основании расчетной интенсивности движения [1]. В настоящий момент утвержденная методика определения количества полос на пунктах взимания платы (ПВП) отсутствует.

#### АНАЛИЗ ПУБЛИКАЦИЙ

С учетом расположения улицы или дороги по отношению к другим элементам сети, определения зоны влияния, а также количества параметров, которые требуется заложить в расчет, интенсивность движения может вычислять оператор или машина. В основу подсчетов взяты математические зависимости, выведенные по результатам исследований и анализа мирового опыта [2–6]. Для платных автомобильных дорог утверждено руководство [7], задающее принцип размещения ПВП, но не определяющее количество полос для каждого конкретного случая. Поэтому в рамках нашего исследования изучены зарубежные материалы, освещающие данную тематику [8, 9].

#### ЦЕЛЬ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Цель исследований — разработка методики определения количества полос в зоне ПВП на платных автомобильных дорогах при проектировании. Для этого требуется рассмотреть геометрические параметры ПВП на российских и зарубежных магистралях, выявить соотношение между количеством полос на основном ходу дороги и количеством шлюзов на ПВП, сформировать перечень исходных данных, необходимых для определения количества шлюзов на этапе проектирования ПВП.

#### ОПИСАНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА И МЕТОДИКИ ОБРАБОТКИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ДАННЫХ

Для анализа соотношения между количеством полос основного хода платных автомобильных дорог и количеством шлюзов ПВП рассмотрены объекты, расположенные в России, Австралии,

Великобритании, Германии, Дании, Швеции, Японии, Бразилии, Аргентине, Китае и США (рис. 1).

По результатам визуального анализа планировочных решений предложена классификация ПВП в зависимости от принципа организации движения в границах плаэзы с учетом таких параметров, как уширение в одну или обе стороны, устройство реверсивных полос, размещение транзитных полос. Путем обработки данных с видеокамер, расположенных на ПВП, определены задержки транспортных средств (ТС) в зависимости от способа оплаты. На основе данных, полученных с датчиков на действующих автомобильных дорогах, по результатам видеонаблюдений построены графики изменения часовой интенсивности движения, а также интенсивности движения по дням недели.

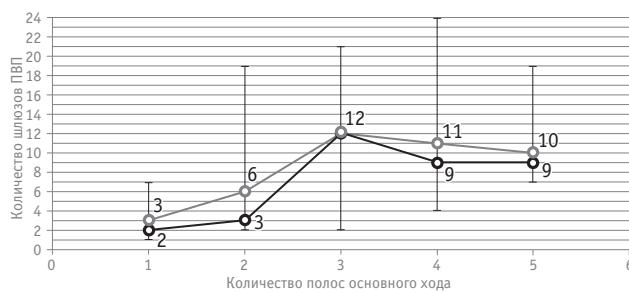


Рис. 1. Зависимость шлюзов ПВП от количества полос по основному ходу трассы:

○ — среднее количество шлюзов;  
● — наиболее часто встречающееся количество шлюзов

## ФОРМИРОВАНИЕ МЕТОДИКИ

### ОПРЕДЕЛЕНИЯ КОЛИЧЕСТВА ПОЛОС НА ПВП

Выявлены факторы, влияющие на пропускную способность ПВП: количество шлюзов, параметры оборудования системы взимания платы с точки зрения скорости обработки каждого ТС, способ оплаты проезда, состав транспортного потока с распределением по классам, распределение транспортных средств по способам оплаты проезда с учетом классов ТС. Все эти параметры учтены расчетом:

$$\Pi_{ш} = \frac{3600}{\sum_{k=1}^n \sum_{c=1}^m (\Delta \cdot t_3)}, \quad (1)$$

где  $\Pi_{ш}$  — пропускная способность шлюза, авт./ч;

$k$  (от 1 до  $n$ ) — классы транспортных средств;

$c$  (от 1 до  $m$ ) — способы оплаты проезда;

$\Delta$  — доля транспортных средств в потоке для данного способа оплаты проезда;

$t_3$  — расчетная задержка транспортного средства данного класса для данного способа оплаты проезда, с.

Для определения пропускной способности всего ПВП необходимо провести расчет отдельно для каждого шлюза:

$$\Pi_{ПВП} = \sum_{i=1}^k \Pi_{ш}, \quad (2)$$

где  $\Pi_{ПВП}$  — пропускная способность пункта взимания платы, авт./ч;

$\Pi_{ш}$  — пропускная способность шлюза, авт./ч;  
 $i$  (от 1 до  $k$ ) — номер шлюза ПВП.

Класс транспортного средства устанавливается в соответствии с методикой, представленной в [10], или иной методикой, на основе которой будет принята классификация для конкретного объекта. Доля транспортных средств в потоке определяется на основе обследования, которое необходимо провести в рамках конкретного проекта, а также анализа развития территории, роста автомобилизации и других факторов, влияющих на перспективное изменение интенсивности движения. Расчетная задержка ТС с учетом способа оплаты проезда принимается по объектам-аналогам. В исследовании данные коэффициенты определены, они будут представлены в рамках следующей публикации.

В результате анализа работы ПВП с точки зрения распределения транспорта в течение суток прослеживается динамика, аналогичная остальным элементам дорог, связанная с местом расположения ПВП, т.е. выявлена следующая классификация участков:

с ярко выраженным утренними или вечерними часами пик — при размещении между территориями проживания жителей населенных пунктов и местами приложения труда (высокий процент трудовых корреспонденций);

с ярко выраженным утренними и вечерними часами пик — при размещении на территориях с высокой селитебно-трудовой несбалансированностью (высокий процент трудовых корреспонденций);

с ярко выраженным дневными часами пик в выходные дни — при размещении ПВП между жилыми зонами и территориями учреждений с культурно-бытовой функцией (бытовые и рекреационные корреспонденции);

без ярко выраженных часов пик — участки дорог, расположенные на значительном удалении от населенных пунктов и крупных промышленных предприятий (основные корреспонденции — транзитный транспорт).

С учетом описанных различий представлены рекомендации по определению количества полос для каждого случая.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На основе проведенного исследования получена зависимость, позволяющая определять пропускную способность ПВП и необходимое число шлюзов при различных способах взимания платы с учетом состава транспортных потоков. Метод использовался при проектировании ПВП на автомобильных дорогах России. В настоящее время ведется наблюдение за построенными сооружениями для апробации предложенной методики.

## Литература

1. СП 34.13330.2012. Автомобильные дороги. М. : Минрегион России, 2012. 114 с.
2. ОДМ 218.2.020–2012. Методические рекомендации по оценке пропускной способности автомобильных дорог. М. : ФДА Росавтодор, 2012. 148 с.
3. Якимов М. Р. Транспортное планирование: создание транспортных моделей городов. М. : Логос, 2013. 188 с.
4. Якимов М. Р. Показатели качества организации дорожного движения в городах и методы их оценки // Транспорт Урала. 2014. № 2 (41). С. 90–92. ISSN 1815–9400.
5. Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen (FGSV), Richtlinien fur integrierte Netzplanung (RIN). Ausgabe, 2008. 121 s.
6. Highway Capacity Manual / Transportation Research Board ; National Research Council. Washington, D.C., 2000. 1189 p.
7. Методические рекомендации по строительству и размещению пунктов взимания платы за проезд. М. : ФДА Росавтодор, 2003. 27 с.
8. The new England chronicle. 2014. August. Vol. 54. Issue 3. P. 11–16.
9. Design Manual for Roads and Bridges. 2008. Vol. 6. Section 3. Part 6. The Layout of Toll Plazas. 31 p.
10. ОДМ «Методика расчета размера платы за проезд по платным автомобильным дорогам и дорожным объектам. Порядок ее взимания и пересмотра. Определение потребительского спроса». М. : ГП «Информавтодор», 2003. 23 с.

## References

1. SP 34.13330.2012. Avtomobilnye dorogi [Motor road]. M. : Minregion Rossii, 2012. 114 p.
2. ODM 218.2.020-2012. Metodicheskie rekomendatsii po otsenke propusknoy sposobnosti avtomobilnykh dorog [Guidelines on the assessment of road capacity]. M. : FDA Rosavtodor, 2012. 148 p.
3. Yakimov M. R. Transportnoe planirovaniye: sozdanie transportnykh modeley gorodov [Transport planning: creation of transport models of cities]. M. : Logos, 2013. 188 p.
4. Yakimov M. R. Pokazateli kachestva organizatsii dorozhnogo dvizheniya v gorodakh i metody ikh otsenki [Urban road traffic organization quality and evaluation methods] // Transport of the Urals. 2014. № 2 (41). P. 90–92. ISSN 1815-9400.
5. Forschungsgesellschaft für Straßen- und Verkehrswesen (FGSV), Richtlinien fur integrierte Netzplanung (RIN). Ausgabe, 2008. 121 s.
6. Highway Capacity Manual / Transportation Research Board ; National Research Council. Washington, D.C., 2000. 1189 p.
7. Metodicheskie rekomendatsii po stroitelstvu i razmeshcheniyu punktov vzimaniya platy za proezd [Guidelines for the construction and location of toll booths]. M. : FDA Rosavtodor, 2003. 27 p.
8. The new England chronicle. 2014. August. Vol. 54. Issue 3. P. 11–16.
9. Design Manual for Roads and Bridges. 2008. Vol. 6. Section 3. Part 6. The Layout of Toll Plazas. 31 p.
10. ODM «Metodika rascheta razmera platy za proezd po platnym avtomobilnym dorogam i dorozhnym obyektm. Poryadok eyo vzimaniya i peresmotra. Opredelenie potrebitelskogo sprosa» [A method for calculating fees for the use of toll roads and road facilities. Procedure for collection and adjustment of fees. Definition of consumer demand]. M. : GP «Informavtodor», 2003. 23 p.

## **Уважаемые читатели и авторы журнала «Транспорт Урала»!**

Если вам нравится наш журнал, вы можете оказать содействие в его развитии,

перечислив денежные средства по реквизитам:

Ассоциация выпускников УЭМИИТ-УрГУПС

ИНН-КПП 6670317893/667001001

ОГРН 1156600001470

620075, Свердловская обл., г. Екатеринбург, ул. Шевченко, д. 20, помещение 1

Р/с 40703810863010000192

в ПАО КБ «УБРИР» филиал ССБ

к/с 30101810900000000795

БИК 046577795

**Назначение платежа:** «Пожертвование для поддержки научных журналов УрГУПС».

Ваша финансовая поддержка позволит нам увеличить число публикаций,

повысить индексы цитирования журнала и наших авторов.

## **Уважаемые руководители инновационных компаний и предприятий!**

Предлагаем вам услуги по продвижению вашей продукции через сеть Ассоциации выпускников УЭМИИТ-УрГУПС.

Ассоциация выпускников УЭМИИТ-УрГУПС — это кооперация большого числа неравнодушных людей различных сфер деятельности, окончивших наш университет.

Кроме того, предлагаем услуги по подбору молодых специалистов, по организации поиска решений прикладных и научных задач в рамках докторских работ, выполняемых в УрГУПС.

Всю необходимую информацию вы можете получить по тел. (343) 221-24-67

или на сайте <http://www.usurt.ru/vyupusknikam/assotsiatsiya-vyupusknikov-urgups>

<b>Извещение</b>	<p><b>Получатель:</b> Ассоциация выпускников УЭМИИТ-УрГУПС <b>КПП:</b> 667001001 <b>ИНН:</b> 6670317893 <b>ОКТМО:</b> 65701000 <b>Р/сч.:</b> 40703810863010000192 <b>в:</b> ПАО КБ «УБРИР» филиал ССБ <b>БИК:</b> 046577795 <b>К/сч.:</b> 30101810900000000795 <b>Код бюджетной классификации (КБК):</b> _____ <b>Платеж:</b> Пожертвование для поддержки научных журналов УрГУПС <b>Плательщик:</b> _____ <b>Адрес плательщика:</b> _____ <b>ИНН плательщика:</b> _____ <b>№ л/сч. плательщика:</b> _____ <b>Сумма:</b> _____ руб. ____ коп.  Подпись: _____ Дата: «____» 2016 г.</p>
<b>Квитанция</b>	<p><b>Получатель:</b> Ассоциация выпускников УЭМИИТ-УрГУПС <b>КПП:</b> 667001001 <b>ИНН:</b> 6670317893 <b>ОКТМО:</b> 65701000 <b>Р/сч.:</b> 40703810863010000192 <b>в:</b> ПАО КБ «УБРИР» филиал ССБ <b>БИК:</b> 046577795 <b>К/сч.:</b> 30101810900000000795 <b>Код бюджетной классификации (КБК):</b> _____ <b>Платеж:</b> Пожертвование для поддержки научных журналов УрГУПС <b>Плательщик:</b> _____ <b>Адрес плательщика:</b> _____ <b>ИНН плательщика:</b> _____ <b>№ л/сч. плательщика:</b> _____ <b>Сумма:</b> _____ руб. ____ коп.  Подпись: _____ Дата: «____» 2016 г.</p>

**Подписка на 2016 год.**

Стоимость одного номера — 180 рублей.

Периодичность — 4 номера в год.

ф. СП-1	<p style="text-align: center;"><b>АБОНЕМЕНТ</b>      на <del>газету</del> <b>Транспорт Урала</b>      <b>46463</b> (индекс издания)</p> <table border="1"><tr><td colspan="6">(наименование издания)</td><td colspan="6">Количество комплектов:</td></tr><tr><td colspan="12">на 2016 год по месяцам:</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td></tr><tr><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="6">Куда</td><td colspan="6">(почтовый индекс)      (адрес)</td></tr><tr><td colspan="12">Кому</td></tr><tr><td colspan="12">(фамилия, инициалы)</td></tr></table>												(наименование издания)						Количество комплектов:						на 2016 год по месяцам:												1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	X	X	X	X	X	X							Куда						(почтовый индекс)      (адрес)						Кому												(фамилия, инициалы)											
(наименование издания)						Количество комплектов:																																																																																										
на 2016 год по месяцам:																																																																																																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																																																																																					
X	X	X	X	X	X																																																																																											
Куда						(почтовый индекс)      (адрес)																																																																																										
Кому																																																																																																
(фамилия, инициалы)																																																																																																
<hr/> <p style="text-align: center;"><b>ДОСТАВОЧНАЯ КАРТОЧКА</b>      на <del>газету</del> <b>Транспорт Урала</b>      <b>46463</b> (индекс издания)</p> <table border="1"><tr><td>ПВ</td><td>место</td><td>литер</td><td>подписки</td><td>руб. ____ коп.</td><td>Количество комплектов:</td></tr><tr><td colspan="3"></td><td>переадресовки</td><td>руб. ____ коп.</td><td></td></tr><tr><td colspan="12">на 2016 год по месяцам:</td></tr><tr><td>1</td><td>2</td><td>3</td><td>4</td><td>5</td><td>6</td><td>7</td><td>8</td><td>9</td><td>10</td><td>11</td><td>12</td></tr><tr><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td>X</td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td></tr><tr><td colspan="3">Куда</td><td colspan="9">(почтовый индекс)      (адрес)</td></tr><tr><td colspan="12">Кому</td></tr><tr><td colspan="12">(фамилия, инициалы)</td></tr></table>													ПВ	место	литер	подписки	руб. ____ коп.	Количество комплектов:				переадресовки	руб. ____ коп.		на 2016 год по месяцам:												1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	X	X	X	X	X	X							Куда			(почтовый индекс)      (адрес)									Кому												(фамилия, инициалы)											
ПВ	место	литер	подписки	руб. ____ коп.	Количество комплектов:																																																																																											
			переадресовки	руб. ____ коп.																																																																																												
на 2016 год по месяцам:																																																																																																
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12																																																																																					
X	X	X	X	X	X																																																																																											
Куда			(почтовый индекс)      (адрес)																																																																																													
Кому																																																																																																
(фамилия, инициалы)																																																																																																

№ 4 (47), 2015 год

Издаётся 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:

Федеральное государственное образовательное учреждение высшего образования  
«Уральский государственный университет путей сообщения» (ФГБОУ ВО 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 Курносов

Верстка:

Андрей Викторович Трубин

Перевод:

Элеонора Рашитовна Яхина

(департамент международных связей УрГУПС), тел. (343) 221-24-86

Автор фотографии на обложке:

Наталия 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 23.12.2015

Тираж 250 экз. Формат 60×90/8

Отпечатано в типографии 000 «Издательство УМЦ УПИ»,  
620078, Екатеринбург, ул. Гагарина, 35а, оф. 2,  
тел. (343) 362-91-16, 362-91-17

Заказ № 5527

© Уральский государственный университет путей сообщения, 2015